

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Hydraulický pohon technologie pro manipulaci s
válcovanými profily

Hydraulic Drive of Technology for Handling with Rolled
Sections

Student: Bc. Tomáš Zajíček
Vedoucí diplomové práce: doc. Dr. Ing. Lumír Hružík

Ostrava 2016

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Zajíček**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T043 Hydraulika a pneumatika

Téma: **Hydraulický pohon technologie pro manipulaci s válcovanými profily**
Hydraulic Drive of Technology for Handling with Rolled Sections

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Navrhněte novou koncepci hydraulického pohonu technologie pro manipulaci s válcovanými profily. Návrh zpracujte s přihlédnutím ke stávajícím možnostem mechanické části dané technologie a vlastního technologického provozu. Pozornost věnujte synchronizaci pohybu jednotlivých hydromotorů.
2. Zpracujte potřebnou technickou dokumentaci.
3. Vypracujte odběrový diagram daného systému a v případě potřeby navrhněte úpravy stávajícího tlakového zdroje.
4. Proveďte dynamické posouzení pohonu: hydraulický blok, potrubí, hydromotor.

Seznam doporučené odborné literatury:

- Murrenhoff, H. *Fundamentals of Fluid Power*. Aachen: Verlag GmbH. 2014, 387 s. ISBN 978-3-8440-2826-3.
- PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy, díl 1. Kapaliny v hydraulických mechanismech. Hydrostatické převodníky*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2009, 2. vyd., 156 s. ISBN 978-80-248-0857-4.
- PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy, díl 2. Řídicí prvky hydrostatických systémů. Příslušenství hydraulických obvodů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 2. vyd., 140 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
- BEATER, P. *Entwurf hydraulischer Maschinen: Modellbildung, Stabilitätsanalyse und Simulation hydrostatischer Antriebe und Steuerungen*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 1999. 259 s. ISBN 3-540-65444-5.
- WILL, D.; GEBHARDT, N. *Hydraulik Grundlagen, Komponenten, Schaltungen*. Springer, Berlin, 2008, 4. vyd. 450 s. ISBN 978-3-540-79534-6.

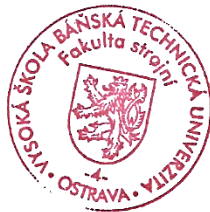
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr. Ing. Lumír Hružík**

Konzultant diplomové práce: Ing. Martin Morávek

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřisežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 16.5.2016

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 16.5.2016

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Tomáš Zajíček

Adresa trvalého pobytu autora práce: Výškovická 147, 70030 Ostrava

Poděkování:

Rád bych poděkoval mému vedoucímu diplomové práce doc. Dr. Ing. Lumíru Hružíkovi a konzultantu Ing. Martinu Morávkovi za jejich odborné rady a vedení při psaní této práce. Také děkuji svým blízkým za jejich podporu při studiu.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ZAJÍČEK, T. *Hydraulický pohon technologie pro manipulaci s válcovanými profily: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2014, 67 s. Vedoucí práce: Hružík, L.

Diplomová práce se zabývá návrhem nového řešení hydraulického pohonu technologie pro manipulaci s válcovanými profily. V práci jsou uvedeny možné způsoby řešení a výběr vhodné varianty za použití moderní koncepce hydraulického systému. Práce obsahuje návrh a výpočet prvků hydraulického obvodu a posouzení parametrů stávajícího tlakového zdroje. Práce je doplněna o výkresovou dokumentaci nového hydraulického obvodu.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

ZAJÍČEK, T. *Hydraulic Drive of Technology for Handling with Rolled Sections: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulics Equipment, 2014, 67 p. Thesis head: Hružík, L.

Master thesis describes the design of the new hydraulic drive technology solutions for handling rolled sections. The thesis presents possible ways of solution and selecting the appropriate option using the modern concept of the hydraulic system. Thesis includes design and calculation of hydraulic circuit elements and assessment of parameters of the existing pressure source. Thesis is supplemented by drawing documentation of the new hydraulic circuit.

Obsah

Seznam použitých veličin a jednotek	8
Úvod	12
1 Popis zařízení a jeho hydraulického obvodu	13
1.1 Manipulační zařízení	13
1.2 Technologický popis problémů se zařízením	15
1.3 Stávající hydraulický systém manipulačního zařízení	16
1.3.1 Hydraulický agregát	16
1.3.2 Pohonné jednotky	18
1.3.3 Panel plyno-hydraulických akumulátorů	18
1.4 Současný stav synchronizace hydromotorů	19
1.4.1 Lineární objemový dělič	19
1.4.2 Panel rektifikace polohy	20
1.5 Posouzení stávajícího stavu	23
2 Synchronizace hydromotorů	24
2.1 Posouzení možností řešení synchronizace	24
2.1.1 Mechanická tuhá vazba	25
2.1.2 Regulované pohony	25
3 Návrh nové koncepce hydraulického obvodu	27
3.1 Regulace obvodu	27
3.1.1 Regulátor	28
3.1.2 Snímač polohy	28
3.2 Hydromotor	30
3.3 Hydraulický obvod	31
3.3.1 Popis obvodu	31
4 Vyšetření základních parametrů pohonu	34
4.1 Síly působící na píst hydromotoru	34
4.2 Rychlost pohybu hydromotorů	39

4.3 Redukovaná hmotnost	40
5 Výpočet hydraulického obvodu	41
5.1 Výpočet pohonu ukladače	42
5.2 Návrh a výpočet parametrů vedení	42
5.2.1 Výpočet průměru vedení pro hydromotor.....	42
5.2.2 Výpočet objemu pracovní kapaliny ve vedení hydromotoru	43
5.2.3 Výpočet tlakové ztráty ve vedení pro hydromotor	43
5.2.4 Výpočet průměru vedení do panelů hydromotoru.....	45
5.2.5 Výpočet tlakové ztráty ve vedení do panelů hydromotorů	46
5.3 Analýza dynamických parametrů hydraulického pohonu	48
5.3.1 Výpočet vlastní frekvence systému	48
5.4 Návrh proporcionálního rozváděče	51
5.4.1 Vyšetření parametrů a návrh rozváděče.....	51
5.4.2 Volba brzdného ventilu.....	55
6. Posouzení stávajícího tlakového zdroje.....	56
6.1 Parametry tlakového zdroje	56
6.1.1 Ověření parametrů tlakového zdroje	56
6.1.2 Odběrový diagram	58
6.1.3 Výpočet akumulátorů.....	61
Závěr	64
Seznam použité literatury	65
Seznam příloh	67

Seznam použitých veličin a jednotek

Značka	Název veličiny	Jednotka
C_a	Korekční faktor	[1]
C_{min}	Minimální tuhost	[N.m ⁻¹]
D	Průměr pístu hydromotoru	[m]
E_K	Kinetická energie	[J]
F	Síla	[N]
F_1	Celková síla při vysouvání hydromotoru	[N]
F_2	Celková síla při zasouvání hydromotoru	[N]
F_a	Síla v bodě A	[N]
F_{DYN}	Dynamická síla	[N]
F_{R1}	Síla pro rozběh hydromotoru	[N]
F_{R2}	Síla pro rozběh hydromotoru	[N]
F_{1m}	Síla na začátku vysouvání	[N]
F_{1m}	Síla na začátku zasouvání	[N]
F_{hm}	Síla pro na hydromotoru	[N]
I	Proud	[A]
J	Moment setrvačnosti	[kg.m ²]
K	Modul objemové stlačitelnosti kapaliny	[Pa]
M_{iB}	Moment síly v bodě B	[N.m]
M_{iC}	Moment síly v bodě C	[N.m]
P	Výkon	[W]
Q	Průtok	[m ³ .s ⁻¹]
$Q_{1,2}$	Maximální průtok hydrogenerátorem	[m ³ .s ⁻¹]
$Q_{100\%}$	Maximální průtok při maximálním otevření ventilu	[m ³ .s ⁻¹]
Q_{AKU}	Průtok odebíraný z akumulátorů	[m ³ .s ⁻¹]
Q_{HM}	Průtok do hydromotoru	[m ³ .s ⁻¹]
$Q_{HG1,2}$	Průtok hydrogenerátoru	[m ³ .s ⁻¹]
Q_N	Nominální průtok dle katalogu	[m ³ .s ⁻¹]
Q_S	Střední průtok	[m ³ .s ⁻¹]
Q_{1S}	Skutečný potřebný průtok na plnou plochu hydromotoru	[m ³ .s ⁻¹]
Q_{2S}	Skutečný potřebný průtok na mezikruží hydromotoru	[m ³ .s ⁻¹]
Q_i	Jednotlivý průtok	[m ³ .s ⁻¹]

Q_{max}	Maximální odebíraný průtok	$[m^3.s^{-1}]$
Re	Reynoldsovo číslo	[1]
S_I	Plocha pístu hydromotoru	$[m^2]$
S_2	Plocha mezikruží hydromotoru	$[m^2]$
S_{pA}	Vnitřní plocha vedení	$[m^2]$
S_{pB}	Vnitřní plocha vedení	$[m^2]$
$T_{1,2}$	Časová konstanta budicího periodického signálu	[s]
T_B	Časová konstanta budicího periodického signálu	[s]
V	Objem	$[m^3]$
V_0	Celkový objem	$[m^3]$
V_{0id}	Ideální objem plynu	$[m^3]$
V_{0real}	Reálný objem plynu	$[m^3]$
V_{IA}	Objem kapaliny ve vedení	$[m^3]$
V_{IB}	Objem kapaliny ve vedení	$[m^3]$
V_A	Objem kapaliny na straně pístu hydromotoru	$[m^3]$
V_B	Objem kapaliny na straně mezikruží hydromotoru	$[m^3]$
V_g	Geometrický objem	$[m^3]$
V_n	Objem nádrže	$[m^3]$
V_v	Využitelný objem	$[m^3]$
a	Zrychlení	$[m.s^{-2}]$
d	Průměr pístnice hydromotoru	[m]
d_A	Vnitřní průměr vedení A	[m]
d_B	Vnitřní průměr vedení B	[m]
d_P	Vnitřní průměr vedení P	[m]
d_T	Vnitřní průměr vedení T	[m]
d_v	Vnitřní průměr vedení	[m]
f_0	Vlastní frekvence soustavy	[Hz]
f_{0min}	Minimální vlastní frekvence soustavy	[Hz]
f_B	Budicí frekvence soustavy	[Hz]
g	Tíhové zrychlení	$[m.s^{-2}]$
l	Délka vedení	[m]
$l_{A,B}$	Délka vedení do hydromotoru	[m]
l_P	Délka přívodního vedení	[m]
l_T	Délka odpadního vedení	[m]
m	Hmotnost	[kg]

m_c	Celková hmotnost	[kg]
m_{HM}	Hmotnost pístu, pístnice	[kg]
m_{red}	Redukovaná hmotnost	[kg]
n	Polytropický exponent	[1]
p	Tlak	[Pa]
p_0	Plnicí tlak akumulátoru	[Pa]
p_1	Tlak plná plocha	[Pa]
p_2	Tlak mezikruží	[Pa]
p_{1s}	Minimální pracovní tlak v systému	[Pa]
p_{2s}	Maximální pracovní tlak v systému	[Pa]
p_{pv}	Tlak pojistný	[Pa]
p_{sp}	Tlak spínací	[Pa]
p_{red}	Tlak redukovaný	[Pa]
p_{max}	Maximální tlak	[Pa]
p_{jm}	Jmenovitý tlak	[Pa]
p_{zm}	Tlak od zátěže	[Pa]
p_{br}	Nastavený tlak na brzděném ventilu	[Pa]
r	Poloměr	[m]
s	Dráha	[m]
s_R	Dráha přechodového pohybu	[m]
s_u	Dráha páky ukladače	[m]
t	Čas	[s]
t_0	Teplota plnicí	[°C]
t_R	Čas přechodového děje	[s]
t_t	Teplota	[°C]
$t_{u1,2}$	Čas ustáleného pohybu hydromotoru	[s]
v	Rychlost	[m.s ⁻¹]
$v_{1,2}$	Rychlost pohybu hydromotoru	[m.s ⁻¹]
v_v	Doporučená rychlost proudění kapaliny	[m.s ⁻¹]
v_s	Skutečná rychlost proudění kapaliny	[m.s ⁻¹]
z	Zdvih hydromotoru	[m]
z_k	Poloha hydromotoru pro nejnižší tuhost soustavy	[m]
Δp_{HM}	Tlakový spád na hydromotoru	[Pa]
Δp_m	Potřebný tlakový spád na hydromotoru	[Pa]
Δp_N	Nominální tlakový spád dle katalogu	[Pa]

Δp_{zB}	Tlaková ztráta ve vedení mezikruží hydromotoru	[Pa]
Δp_z	Tlaková ztráta	[Pa]
Δp_{PR}	Tlakový spád na hraně proporcionálního ventilu	[Pa]
i_p	Poměr funkčních ploch hydromotoru	[1]
α	Úhel	[°]
β	Úhel	[°]
γ	Úhel	[°]
γ	Úhel	[°]
λ	Součinitel tření ve vedení	[1]
ρ	Měrná hmotnost pracovní kapaliny	[kg.m ⁻³]
ν	Kinematická viskozita	[m ² .s ⁻¹]
ω_0	Vlastní kruhová frekvence soustavy	[s ⁻¹]
ω_B	Budicí kruhová frekvence soustavy	[s ⁻¹]

Úvod

Pohon řady strojních zařízení ať už v průmyslovém či jiném odvětví je často realizován pomocí hydraulických mechanismů, které nabízejí snadnou a širokou regulaci sil a rychlosti. Staly se tak v poslední době významným a důležitým prostředkem automatizace a modernizace strojů a zařízení ve všech odvětvích. Ve spojení s pokročilou elektronikou vznikají elektrohydraulické pohony nabízející snadnou programovatelnost a pružnou automatizaci pomocí centrální řídicí jednotky. Oproti ostatním systémům nabízejí mnoho výhod, mezi které patří velké výkony vzhledem k malým rozměrům, vlastní ochrana proti přetížení, rychlá operační odezva, vysoká spolehlivost a dlouhá životnost.

Tato práce se zabývá návrhem hydraulického mechanismu pro pohon strojního zařízení pro manipulaci s válcovanými materiály. Jedná se o řešení reálného obvodu z důvodu požadavku na změnu po stránce uživatelské, ale i po stránce údržby zařízení. Návrh je zpracován s přihlédnutím k stávajícím možnostem mechanické části zařízení a vlastního technologického provozu.

Parametry a funkčnost zařízení jsou v současném stavu nevyhovující. V práci jsou uvedeny možnosti řešení hydraulického systému a výběr vhodné varianty s přihlédnutím na možnosti technické proveditelnosti, dosažitelné přesnosti a uživatelské přívětivosti v podobě automatizace provozu zařízení.

Věnována je pozornost také možnému zvýšení parametrů zařízení a rozšíření možností jeho pracovních režimů. Dále jsou posuzovány parametry části stávajícího hydraulického obvodu z důvodu možného zachování tlakového zdroje s panelem akumulátorů.

Cíl práce

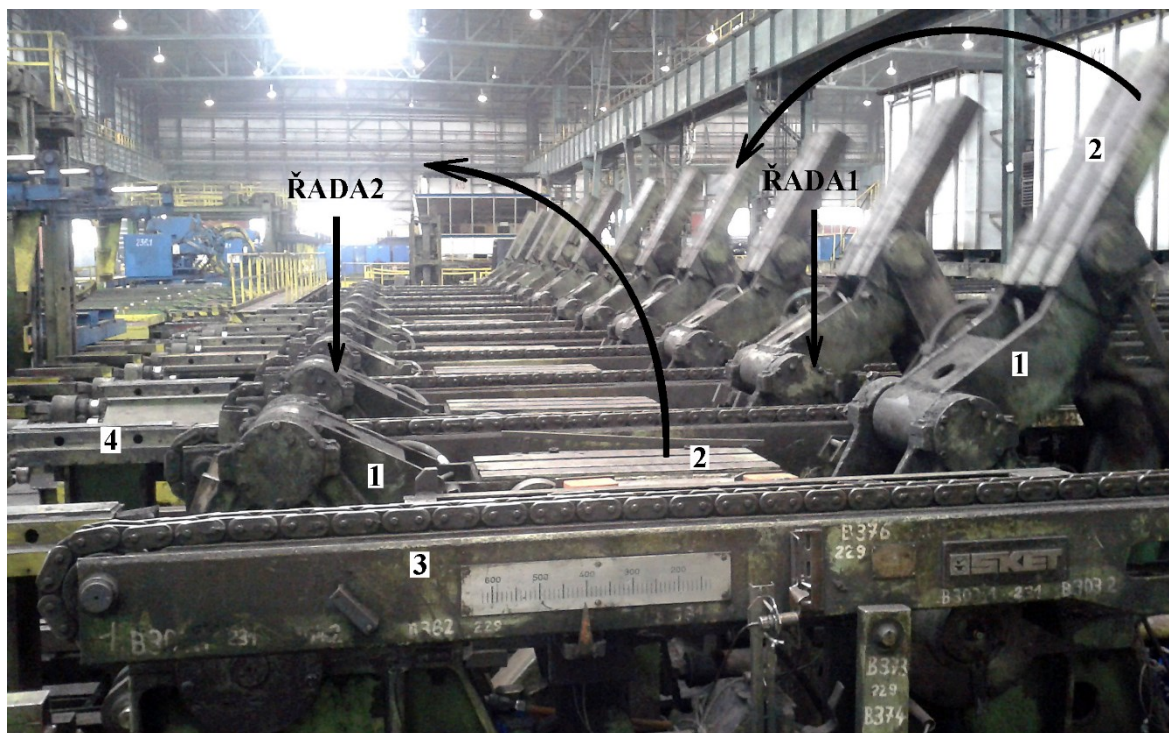
Cílem práce je návrh nového řešení hydraulického pohonu se zaměřením na odstranění stávajících problémů za použití moderní koncepce hydraulického systému, kterým bude možno dosáhnout vhodné synchronizace akčních členů obvodu. Cílem je také návrh a výpočet hydraulických prvků v obvodu a zpracování technické dokumentace k novému řešení hydraulického obvodu.

1 Popis zařízení a jeho hydraulického obvodu

1.1 Manipulační zařízení

Zařízení pro manipulaci s válcovanými profily je součástí výstupní tratě středojemné válcovny, která vyrábí široký sortiment za tepla válcovaných profilových tyčí, mezi které patří jemná a střední profilová ocel základních tvarů, tyče pro výztuž do betonu v žebříkovém provedení, tyče průřezu I, IPE do rozměru 140 mm a U profily do rozměru 120 mm.

Řešenou technologií jsou manipulátory v podobě magnetických ukladačů, umístěné mezi přísunovými rošty. Přísunové rošty s možností svislého pohybu dopravují pomocí řetězů válcované profily nad zmiňované magnetické ukladače. Poloha materiálu nad ukladači je zajištěna nastavitelnými výsuvnými zarážkami. Materiál je magnetickými ukladači zachycen a překlopen na další rošt. Opakováním tohoto sledu operací je materiál stohován na sebe až do požadovaného objemu. Takto vytvořený balík je na několika místech svázán pomocí drátu a přemístěn na expedici.



Obr. 1.1 Magnetické ukladače

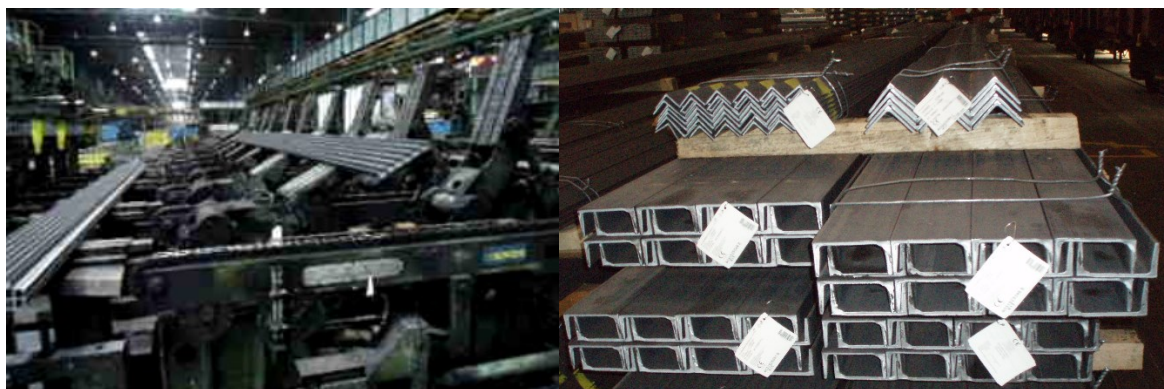
1 – Magnetické ukladače, 2 – Magnety, 3 – Přísunové rošty, 4 – Odkládací rošt

Magnetické ukladače jsou instalovány mezi přísunové rošty ve dvou za sebou jdoucích řadách. Každá řada obsahuje šest párů magnetických ukladačů a každý pár ukladačů je poháněn jedním přímočarým hydromotorem.

Pohyb magnetických ukladačů

S rozdílným sortimentem materiálu je pohyb magnetických ukladačů realizován v několika nastavených pracovních režimech, které se liší dle ukládaného materiálu v rychlosti a sledu pohybů řad ukladačů. U tvarově jednoduchých materiálů jako jsou čtvercové nebo ploché tyče koná pohyb pouze druhá řada ukladačů, která materiál překlápí na odkladný rošt, kde je poté svázán. Naopak tvarově náročnější U tyče jsou z důvodu úspory místa překládány na sebe, proto jsou střídavě v pohybu obě řady ukladačů.

Dle hmotnosti materiálu je nezbytné měnit rychlost ukládání materiálu. U materiálu s vysokým momentem setrvačnosti a hmotnosti hrozí, že při vysokých rychlostech dojde k jeho uvolnění, tedy že magnet přepravovaný materiál neudrží. Jelikož magnetický tok magnetu ukladače a jeho přitažlivá síla přímo závisí na velikosti elektrického proudu procházející cívkou, je výkon magnetu omezen.



Obr. 1.2 Způsob ukládání materiálu

1.2 Technologický popis problémů se zařízením

Při mapování současného stavu technologie a dle vyjádření místního provozu a údržby bylo zjištěno, že zařízení vykazuje řadu negativních vlastností, které ovlivňují jeho bezproblémový chod.

Častá poruchovost

Četnost poruch na daném technologickém zařízení je vysoká. Například v podobě častého poškození děliče průtoku. Často opravován či měněn je i inkrementální snímač natočení ramen ukladačů.

Nesynchronní chod

Častým jevem při pracovním pohybu ukladačů je jeho nesynchronní chod a nedojíždění akčních členů do výchozích poloh. Protože synchronní chod je hlavním technologickým požadavkem, jedná se o závažnou poruchu, která má za následek časté zásahy údržby a zvyšuje se tak i riziko neodborného nastavení synchronizace systému a přetrvávajících problémů. Také proto je v pracovním režimu ukládání materiálu nutné z ovládacího pultu provedení občasné ruční kalibrace pák do roviny.

Neadekvátní rychlost ukladačů

Dalším zmiňovaným problémem je neodpovídající rychlost nastaveného pracovního režimu. Problémem je složité přestavení rychlostí, jež přesahuje kvalifikaci obsluhy i údržby.

Selektivní chod ukladačů

Dalším technologickým problémem je nemožnost vyřadit z pracovního cyklu vybrané magnetické ukladače. Pro část vyráběného sortimentu materiálů postačuje pohyb pouze poloviny ukladačů v každé řadě, což současné řešení obvodu neumožňuje.

1.3 Stávající hydraulický systém manipulačního zařízení

Hydraulické pohony magnetických ukladačů jsou napojeny na centrální hydraulický zdroj tlaku umístěný ve sklepe hydrauliky. Tento tlakový systém je řešený jako energeticky úsporný otevřený hydraulický obvod s centrálním tlakovým zdrojem, který se skládá ze dvou hydrogenerátorů s regulací na konstantní tlak a paralelně připojených plyno-hydraulických akumulátorů a zabezpečuje hydraulickou energii pro jednotlivé pohony s výše uvedenými přímočarými hydromotory.

Přímočaré hydromotory jsou hydraulicky připojeny k tlakovému potrubnímu rozvodu pomocí pryžových vysokotlakých hadic. Přímočaré hydromotory jsou funkčně spjaty s příslušným technologickým zařízením pomocí naklápěcích kulových ložisek na okách pístnic a těles hydraulických válců a pomocí válcových čepů. V hydraulickém systému jsou aplikovány klasické hydraulické a elektro-hydraulické prvky a zařízení.

Přímočaré hydromotory jsou konstruovány pro těžké provozy hutí se jmenovitým tlakem $p_{jm} = 31,5 \text{ MPa}$.

Rozčlenění hydraulického systému:

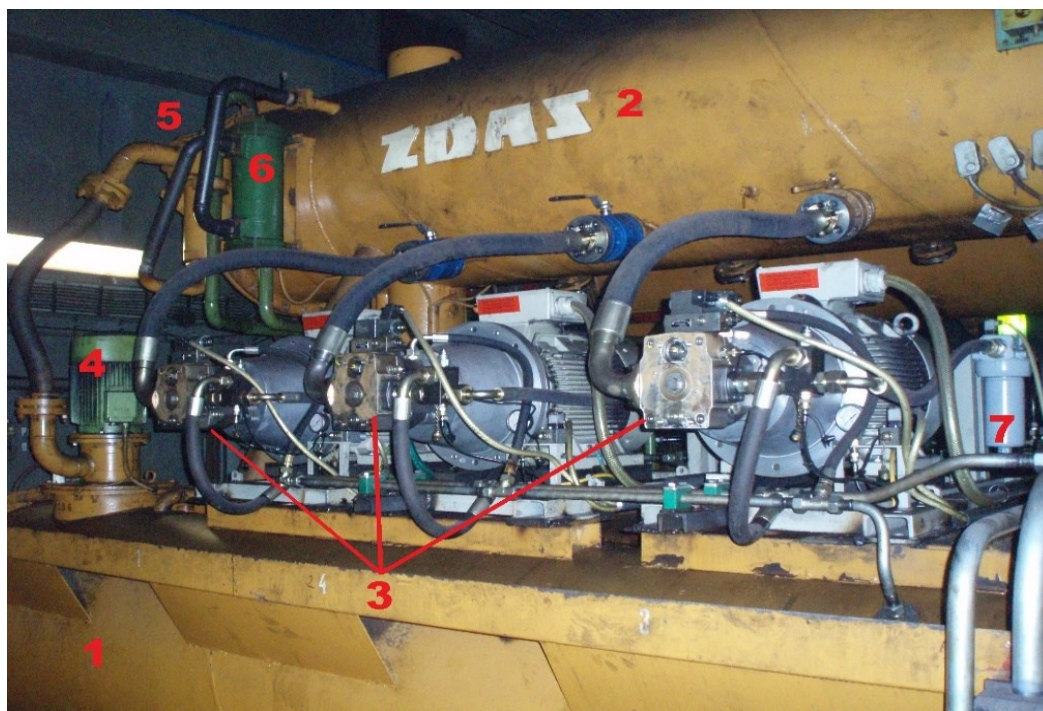
- Hydraulický agregát s příslušenstvím, nádržemi.
- Pohonné jednotky.
- Panel plyno-hydraulických akumulátorů.
- Ovládací hydraulický blok synchronizace.
- Přímočaré hydromotory, funkčně spjaté s technologickým zařízením.
- Hydraulický rozvod a kotevní materiál.

1.3.1 Hydraulický agregát

Hydraulický agregát je umístěn v olejovém sklepe nedaleko technologického zařízení. Tvoří jej dvě oddělené hydraulické nádrže s pracovní kapalinou o celkovém užitečném objemu $V_n = 9000 \text{ dm}^3$.

Nádrže jsou osazeny hladinoměry sloužící jako sledovací elektro-hydraulické prvky, které informují o stavu kapaliny nebo ovládají další spínací prvky. Vybavena je i termostaty pro regulaci rozsahu potřebné teploty pracovní kapaliny. K vizuální kontrole hladiny a teploty pracovní kapaliny slouží optický hladinoměr a ručičkový teploměr instalovaný na boku nádrže.

Na spodní nádrži jsou instalovány dvě přečerpávací jednotky složené z lamelového hydrogenerátoru o geometrickém objemu $V_g = 0,45 \text{ dm}^3$ spojeného prostřednictvím mechanické spojky s elektromotorem o výkonu $P = 7,5 \text{ kW}$. Tyto jednotky tvoří okruh stabilizace pracovní kapaliny prostřednictvím nízkotlakého filtru vybaveného obtokovým jednosměrným ventilem a tlakovým snímačem pro signalizaci zanesení filtrační vložky. Filtrační schopnost vložky je $10 \mu\text{m}$. Za nízkotlakým filtrem je instalován vodní chladič, jehož výstup pracovní kapaliny je propojen s horní nádrží. Vstup chladicí vody je řízen dvoucestným přímo ovládaným elektromagnetickým ventilem. [Příloha A]



Obr. 1.3 Hydraulický agregát

*1 – Spodní nádrž, 2 – Horní nádrž, 3 – Pohonné jednotky, 4 – Přečerpávací jednotka,
5 – Nízkotlaká filtrace, 6 – Vodní chladič, 7 – Vysokotlaká filtrace*

1.3.2 Pohonné jednotky

Tlakovou energii pracovní kapaliny v hydraulickém systému zajišťují dvě pohonné jednotky a třetí jednotka je instalována jako záložní. Každá pohonná jednotka, která je tvořena axiálním pístovým hydrogenerátorem o geometrickém objemu $V_g = 0,071 \text{ dm}^3$ s regulací na konstantní tlak a hnacím asynchronním elektromotorem o výkonu $P = 37 \text{ kW}$, je pružně uchycena za pomoci pryžových silentbloků k samostatnému ocelovému rámu, který je pevně ukotven na spodní nádrži hydraulického agregátu.

Hydrogenerátory jsou vybaveny tlakovým regulátorem a elektromagnetickým odlehčovacím ventilem. Pokud je elektromagnetická cívka odlehčovacího ventilu bez napětí, je hydrogenerátor tlakově odlehčen. Při aktivaci elektromagnetické cívky odlehčovacího ventilu je tlakovým regulátorem na výstupu hydrogenerátoru udržován nastavený pracovní tlak $p_{HG} = 21,5 \text{ MPa}$.

Sání hydrogenerátorů je realizováno hadicemi $DN 50$ z horní části nádrže. Svodové potrubí hydrogenerátorů je svedeno do spodní nádrže. Pomocí minimess přípojky a hadičky je k hydrogenerátoru připojen elektrický tlakový spínač pro signalizaci dosažení minimálního požadovaného tlaku p_{sp} . Na tlakovém výstupu z každého hydrogenerátoru je napojen nepřímý řízený pojistný ventil nastavený na pojistný tlak $p_{pv} = 25 \text{ MPa}$. Odpadní větve z pojistného ventilu je svedena do spodní části nádrže a k tlakové větvi je paralelně připojen manometr pro vizuální kontrolu tlaku. Na tlakovém výstupu z hydrogenerátoru je dále nainstalován tlakový filtr s elektrickou signalizací zanesení filtrační vložky a s jednosměrným obtokovým ventilem. Filtrační schopnost vložky v tlakovém filtru je $10 \mu\text{m}$. Za vysokotlakým filtrem je instalován jednosměrný ventil. [Příloha A]

1.3.3 Panel plyno-hydraulických akumulátorů

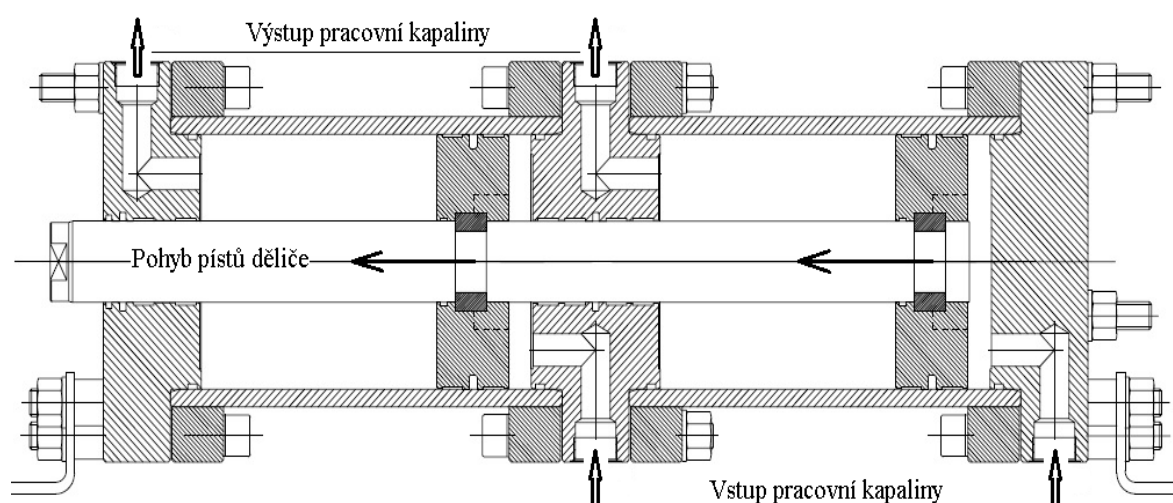
Panel plyno-hydraulických akumulátorů je umístěn v olejovém sklepě pod magnetickými ukladacími. Akumulátory jsou pomocí objímek pevně připevněny k ocelové konstrukci, která je ukotvena v betonové podlaze.

Panel tvoří čtyři vakové plyno-hydraulické akumulátory o jednotlivém celkovém objemu $V_0 = 32 \text{ dm}^3$. Akumulátory jsou osazeny bezpečnostními pojistnými bloky. Tlakové větve bloků akumulátorů jsou paralelně připojeny k tlakové větvi P.[Příloha A]

1.4 Současný stav synchronizace hydromotorů

1.4.1 Lineární objemový dělič

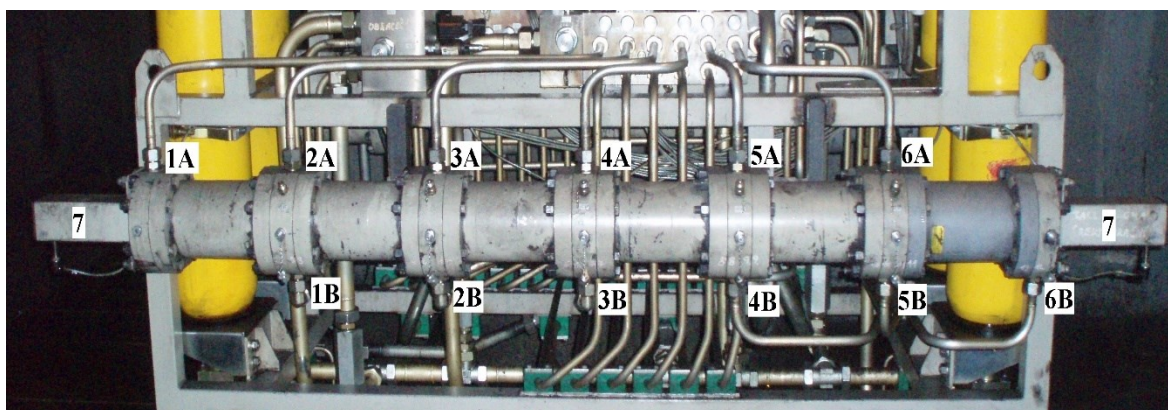
Synchronizace pohybu přímočarých hydromotorů je řešena pomocí hydraulického obvodu s objemovým děličem průtoku. Jedná se o lineární vícekomorový objemový dělič skládající se z řady válců, jejichž písty jsou připojeny na jednu pístní tyč. Počet komor je roven počtu hydromotorů což v našem případě znamená použití šesti komor pro jednu řadu magnetických ukladačů. Objem komory děliče se specifikuje přibližně o 10% větší než objem funkční strany přímočarého hydromotoru.[12]



Obr. 1.4 Řez lineárním objemovým děličem [12]

Všechny vstupy do děliče se nachází v jedné rovině. Výstupy z komor jsou propojeny s jednotlivými hydromotory. Dělič je řízen objemem pracovní kapaliny, která vstupuje zároveň do všech pracovních válců, kde dochází k současnému pohybu všech pístů mechanicky spojených s pístnicí. Současně jsou na druhé straně pístů vytlačovány totožné objemy kapaliny do výstupů z děliče.

K velmi dobré synchronizaci dochází, pokud přímočaré hydromotory podléhají stejnému zatížení. Při dobrém odvzdušnění systému budou nepřesnosti synchronizace vyplívat pouze z výrobních tolerancí hydromotorů nebo případných průsaků těsnění. Díky těmto nedokonalostem není možné docílit 100% synchronizace, ale odchylka by měla být minimální. Větší nepřesnost synchronizace by vznikla z důvodu stlačitelnosti pracovní kapaliny a to v případě, že by zatížení hydromotorů bylo rozdílné.[12]



Obr. 1.5 Lineární objemový dělič

A – Vstup kapaliny do děliče, B – Výstup kapaliny z děliče, 7 – Snímač polohy děliče

1.4.2 Panel rektifikace polohy

Z důvodu funkčnosti synchronizace realizované pomocí objemového děliče je nutné, aby byl v obvodu instalován panel rektifikace. Jedná se o standardní plnicí a bezpečnostní blok, který slouží jako ochrana sekundárního okruhu mezi hydromotory a děličem a doplňuje potřebný objem kapaliny pro dosažení výchozí polohy hydromotorů nebo v případě úniku kapaliny přes netěsnosti. Každá pracovní větev mezi objemovým děličem a hydromotorem je v panelu rektifikace pojištěna pomocí nepřímo řízených pojistných ventilů.[12]

Popis synchronizace lineárním objemovým děličem

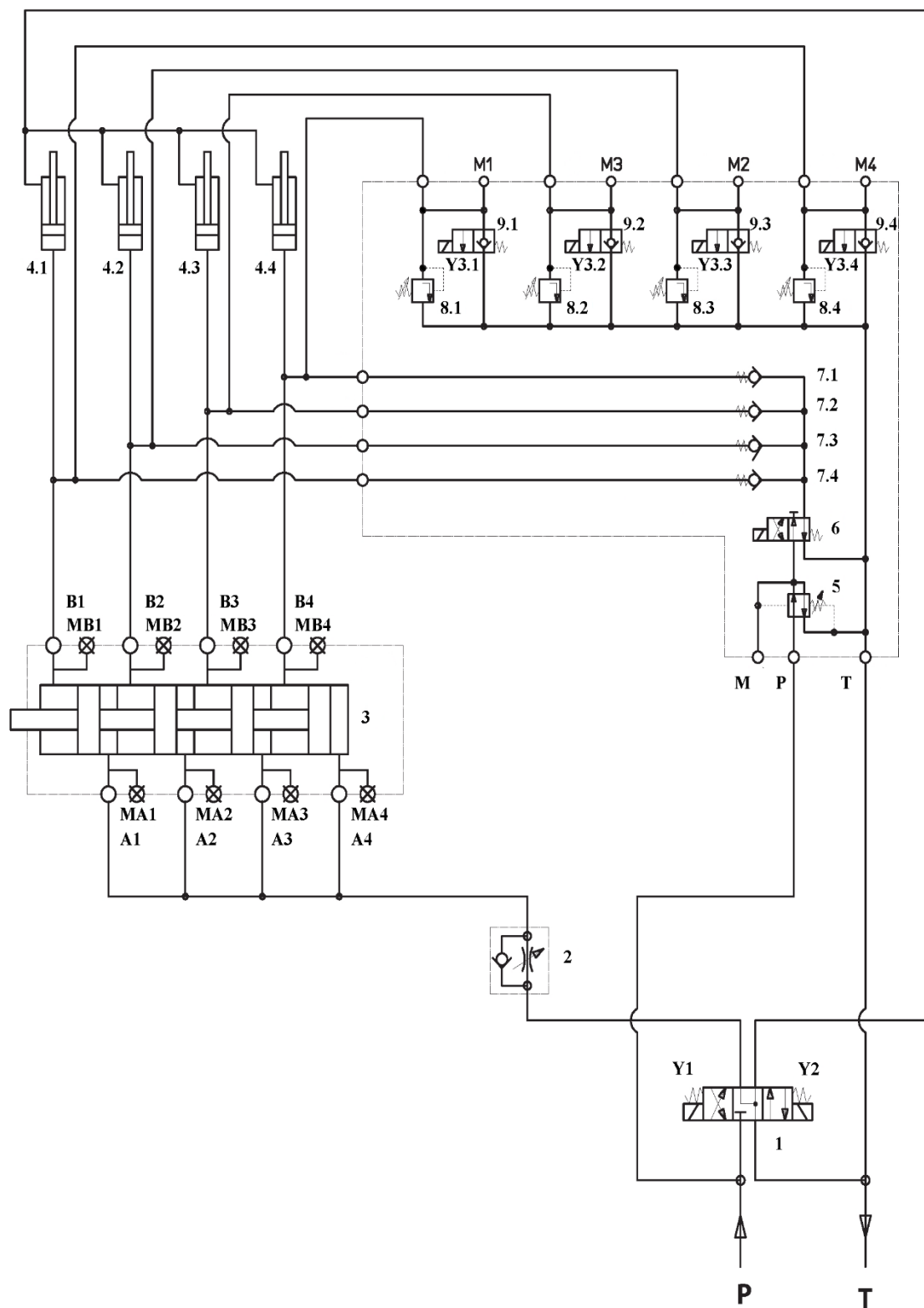
Popis odpovídá schématu zapojení obr. 1.6 níže. Sepnutím elektromagnetické cívky **Y2** rozváděče **poz. 1**, proudí pracovní kapalina přes obtok škrtkícího ventilu **poz. 2** do lineárního objemového děliče **poz. 3**, ve kterém dojde k pohybu pístů mechanicky spojených pístnicí. Následkem toho jsou z výstupů děliče vytlačovány totožné objemy kapaliny přivedené na plnou plochu pístů hydromotorů.

Objemy komor děliče je doporučováno navrhovat větší až o 10% než objem prostoru hydromotoru a pro realizaci synchronizace musí být dosaženo koncových poloh hydromotorů v každém směru pohybu. Proto pracovní větve mezi děličem a hydromotory jsou paralelně připojeny k panelu rektifikace polohy. A tak při dosažení plného vysunutí hydromotorů je přebytečná kapalina z prostoru děliče odvedena přes pojistné ventily **poz. 8**, které vyžadují vhodné nastavení přepouštěcího tlaku v závislosti na tlaku pracovním a případném tlaku od zátěže.

Pro zasouvání hydromotorů dojde k sepnutí elektromagnetické cívky **Y1** rozváděče **poz. 1** a pracovní kapalina plní prostory mezikruží hydromotorů, které se zasouvají. Z plné plochy pístu hydromotorů vstupuje kapalina do komor děliče a dochází k současnému pohybu mechanicky spojených pístů. Kapalina na druhé straně pístů odchází přes škrtkící ventil **poz. 2** a rozváděč **poz. 1** odpadním potrubím T zpět do nádrže. Po úplném zasunutí hydromotorů dosáhnou písty děliče koncové polohy sepnutím cívky rozváděče **poz. 6**, kdy kapalina vstupuje přes jednosměrné ventily do komor děliče a dochází tak přesunutí pístů do koncové polohy. Důležité je ovšem nastavení tlaku redukčního ventilu **poz. 5**, aby nedošlo k pohybu hydromotorů.

V situaci, kdy písty děliče dosáhnou koncové polohy dříve, než dojde k úplnému zasunutí hydromotorů, aktivují se elektromagnetické cívky sedlových ventilů **poz. 9** a přebytečná kapalina je odpuštěna do odpadu.

V systémech s lineárním děličem průtoku musí být obvod mezi děličem a hydromotory co nejlépe odvzdušněn, případný vzduch v obvodu významně snižuje přesnost synchronizace



Obr. 1.6 Synchronizace pomocí lineárního objemového děliče [12]

1.5 Posouzení stávajícího stavu

Po seznámení se s funkcí magnetických ukladačů, zmapování současného obvodu, získání informací a důkladném zvážení stávajícího stavu bylo zjištěno, že stávající synchronizace pomocí lineárního objemového děliče je nevyhovující z důvodu velmi častých mechanických poruch děliče a časově náročného mechanického seřizování výchozích poloh mechanismu ukladače, aby byla zabezpečena co možná největší přesnost synchronizace pohybu.

Dosti omezující je malá uživatelská přívětivost v podobě složitého přestavení technických parametrů, zejména rychlosti. Také dle záznamů provozní knihy je častá poruchovost děliče průtoku, jehož funkční části jsou obvykle mechanicky poškozeny. Dalším často měněným prvkem je inkrementální snímač natočení pák, většinou jde o poškození zaviněné nestandardním pohybem materiálu na dopravnících.

Vysledován byl provoz všech magnetických ukladačů i při sortimentu materiálu, u kterého stačí k překlopení pouze poloviny ukladačů každé řady. Současné řešení obvodu neumožňuje pohyb pouze potřebné části ukladačů bez zásahu do hydraulického obvodu a odstavení.

Výhody stávajícího systému:

- Výhodný poměr ceny k dosažené přesnosti synchronizace
- Ovládání pohybu řady ukladačů jedním rozváděčem
- Možnost použití pouze jednoho snímače polohy

Nevýhody stávajícího systému:

- Poruchovost (dělič, inkrementální snímač)
- Uživatelská náročnost (synchronizace, rektifikace polohy)
- Nutnost pohybu všech ukladačů v řadě, nelze programově odpojovat
- Umístění ovládacího panelu a děliče (početné a dlouhé rozvody k hydromotorům)

2 Synchronizace hydromotorů

2.1 Posouzení možností řešení synchronizace

Mezi faktory ovlivňující volbu synchronizace patří složitost mechanismu ukladače, častá změna zatížení různým sortimentem ukládaného materiálu, minimalizace zásahů údržby z důvodu nastavení výchozích poloh mechanismu a zachování mechanické části a technologického provozu. Dále je nutné zohlednit možnost i automatického nastavení výchozích poloh magnetických ukladačů a minimalizaci zásahů do současného hydraulického a elektrického systému.

O možných způsobech synchronizace se zmiňuji v rešerši k diplomové práci a níže uvádím výsledek mého průzkumu, tedy přehled nejpoužívanějších způsobů synchronizace.

Tab. 2.1 Nejpoužívanější druhy synchronizace pohybu akčních členů

Nepřesnost	Název	Popis
1%	Mechanická tuhá vazba	Synchronizace bez dosažení výchozích poloh, ne vždy technologicky realizovatelná
5%	Řízení průtoku	Použití bez výrazných změn zatížení
2%	Spřažené hydrogenerátory	Malá flexibilita
5%	Šoupátkový dělič	Jednoduché a levné řešení
3%	Rotační dělič	Nízký ztrátový výkon
1%	Sériové zapojení hydromotorů s průběžnou pístnicí	Více těsnících ploch, nároky na prostor
2%	Sériové zapojení hydromotorů diferenciálních	Speciální hydromotory
1%	Lineární objemový dělič	Synchronizace více HM, nutný bezpečnostní a plnicí blok
< 1%	Regulované pohony	Velmi přesné, nákladné

2.1.1 Mechanická tuhá vazba

Jednou z posuzovaných variant řešení synchronizace byla i možnost využití mechanické vazby. Jednalo by se o úplnou změnu synchronizace.

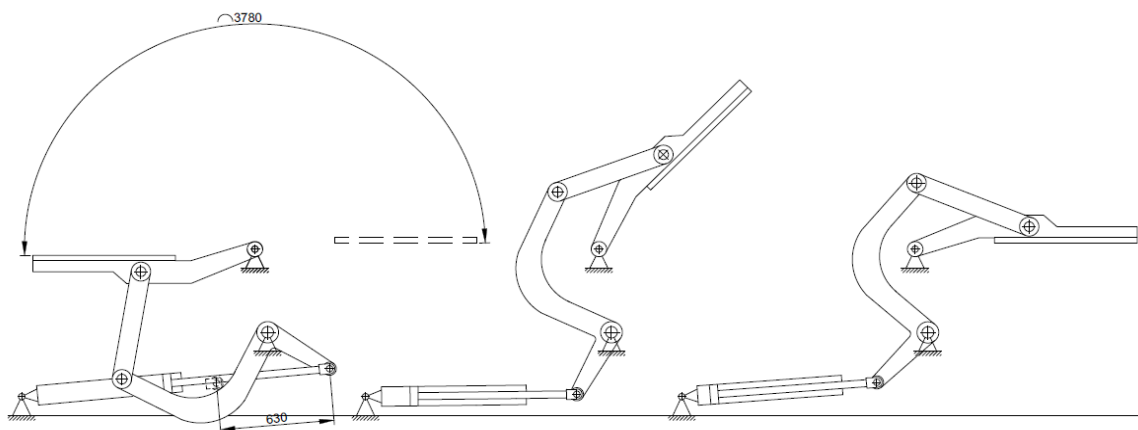
Mechanická synchronizace je jednou z nejčastějších metod jak vhodně zajistit rovnoměrný pohyb více hydromotorů. Výhodou je, že synchronizace může probíhat z jakékoliv polohy zdvihu, aniž by bylo nutné s hydromotorem dosahovat výchozích poloh.

Přesnost metody je závislá na tuhosti mechanické vazby a případných vlivů na částech mechanismu, pokud jsou tyto negativní vlivy dostatečně eliminovány, jedná se o synchronizaci s nepřesností synchronního chodu kolem 1%. [4]

V případě magnetických ukladačů by se jednalo o propojení hřídelí mechanismu pomocí pevných spojek. Takto by byl zajištěn současný pohyb pák magnetických ukladačů. Po detailnějším zmapování mechanické části technologie bylo zjištěno, že mechanická část pohyblivých roštů s řetězovými dopravníky tuto variantu neumožňuje bez velkých zásahů do celé technologie a je proto nutné hledat další možný způsob synchronizace.

2.1.2 Regulované pohony

Dle měření základních rozměrů mechanismu bylo vytvořeno kinematické schéma ukladače. Z kinematiky zařízení byl vyšetřen převodový poměr mechanismu. Přímočarý pohyb hydromotoru o celkovém zdvihu $z = 0,63$ m je pomocí pákového mechanismu převeden na rotační pohyb o dráze $s = 3,78$ m viz obr. 2.2. Poměr těchto dvou uvažovaných drah je 6:1, což znamená, že nepřesnost pohybu hydromotoru bude mít za následek šesti násobnou nepřesnost pohybu konce páky, na které je připevněn magnet.



Obr. 2.1 Kinematika mechanismu ukladače

Proto s přihlédnutím na získané poznatky o zařízení je zvolena synchronizace pohybu magnetických ukladačů pomocí regulovaného hydraulického obvodu, který dokáže zejména pracovat s vysokou přesností a má mnohé další výhody pro použití u daného zařízení.

Zvoleným způsobem řízení je možné funkci magnetických ukladačů zcela automatizovat. Po zprovoznění a odladění všech parametrů v různých pracovních režimech bude pohon zcela nezávislý na vlivech změny zatížení nebo na vlivech změn teploty pracovní kapaliny.

Velkým přínosem pro funkci bude možnost pohybu pouze vybraných ukladačů v závislosti na potřebách konkrétního sortimentu. To se kladně projeví na snížení energetické náročnosti, opotřebení ale hlavně na možnosti odstavení ukladače vykazujícího poruchu bez přerušení výrobního procesu.

Systém synchronizace pomocí regulovaného obvodu je finančně náročný, ovšem je nutné vzít v úvahu zvýšení spolehlivosti. Pokles poruchovosti zařízení bude mít za následek finanční úspory a návratnost vyšší investice.

Výhody

- Vysoká přesnost
- Automatický provoz
- Absence seřizování pák do roviny v pracovním cyklu
- Nízká citlivost na změnu zatížení
- Nízká citlivost na změnu teplot pracovní kapaliny
- Možnost pohybu vybraných ukladačů (snížená energetická náročnost)
- Detekce poruchy (například přerušení elektroinstalace)

Nevýhody

- Cenová náročnost
- Nutnost snímání polohy každého ukladače
- Vyšší požadavky na elektroinstalaci a řízení
- Vyšší požadavky na čistotu pracovní kapaliny

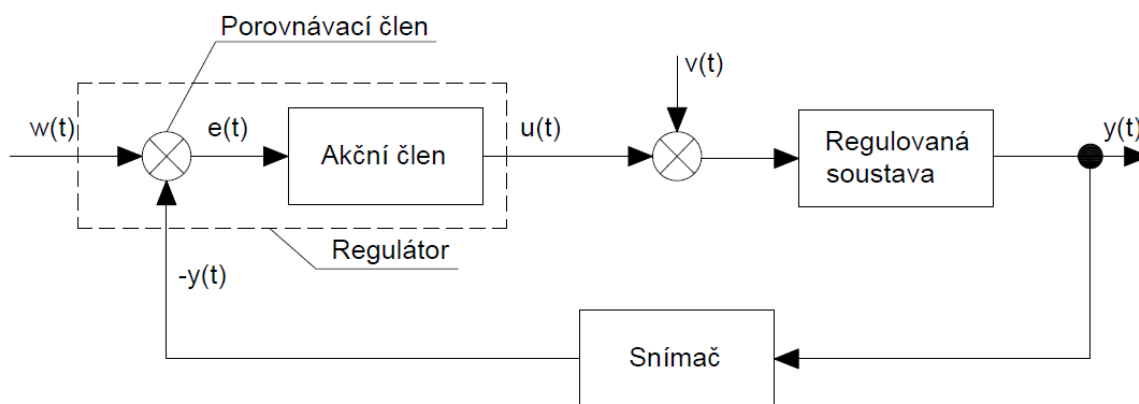
3 Návrh nové koncepce hydraulického obvodu

Návrh nové koncepce hydraulického pohonu byl vypracován na základě měření provedených na stávajícím hydraulickém systému, informací místní údržby a provozu a dle původní dokumentace, z níž vychází příloha A.

Nová koncepce synchronizace bude založena na elektrohydraulickém řízení pohybu hydromotorů magnetických ukladačů. Každý pár ukladačů bude ovládán jedním hydromotorem řízeným pomocí přesného proporcionálního rozváděče společně s dalšími nezbytnými hydraulickými prvky sloužícími k řízení parametrů pohonu. Synchronizace bude zajištěna prostřednictvím nadřazeného řídicího systému v podobě rychlého a přesného regulátoru.

3.1 Regulace obvodu

Pro zajištění automatického provozu zařízení s minimálními zásahy obsluhy je vhodné realizovat obvod jako regulační, u něhož je měřicím zařízením trvale snímána poloha hydromotorů, a odchylky od požadované polohy jsou pomocí regulátoru korigovány. To se kladně projeví na přesnosti synchronizace chodu ukladačů. Pohony budou synchronizovány v takzvaném Master-slave módu, kdy jeden hydromotor každé řady bude jako vedoucí a ostatní jej budou následovat. Při výpadku vedoucího hydromotoru bude automaticky zvolen jako vedoucí další hydromotor.



Obr. 3.1 Blokové schéma řízení pohonu [3]

3.1.1 Regulátor

Náročnost řízení hydraulických pohonů roste s požadovanou přesností, rychlostí a spolehlivostí. Na trhu se dnes objevuje široký sortiment regulátorů od integrovaných systémů řízení jednoho pohonu až po špičkové regulátory s mnoha vyspělými funkcemi určenými pro řízení více hydromotorů. Výběr je podmíněn konkrétním hydraulickým obvodem, parametry a cenou regulátoru.

Přední výrobci hydraulických zařízení nabízejí regulátory navržené přímo pro řízení hydromotorů. Jedná se o programovatelné regulátory VT-HNC 100 umožňující řízení až 4 pohonů současně či VT-MAC 8 navržený pro řízení až 32 pohonů od firmy Bosh Rexroth nebo Compax3 s možností přídavných modulů pro řízení více hydromotorů od firmy Parker.

Na výběr je také mezi kompletními a rychlými PLC neboli programovatelnými logickými automaty navrženými pro automatizaci technologických procesů v reálném čase. Je možné je osadit řadou modulů například s analogovými vstupy a výstupy pro zpracování spojitých signálů nebo funkčními moduly pro polohování, komunikačními procesory pro sběr a přenos dat a dalšími.[10] [13] [15]

Po konzultaci s firmou Aplaus s.r.o. zabývající se projektováním, realizací a údržbou řídicích systému byl pro řízení hydromotorů magnetických ukladačů zvolen PLC automat od firmy ABB pod názvem AC500 s volně přístupnými vstupy a řadou programovacích jazyků, které umožňují provádění zásahů i místními programátory.

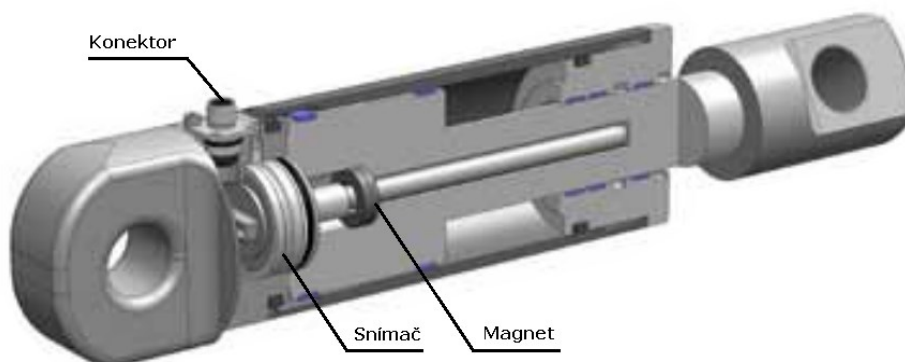
3.1.2 Snímač polohy

Volba vhodného snímače polohy je jedním z významných technických problémů, které bylo potřeba řešit. Pro převodový poměr daného mechanismu magnetického ukladače je velmi výhodné použití inkrementálního snímače úhlu natočení koncových pák s magnety. Poloha zaznamenaná snímačem by se v tomto případě nejvíce blížila reálné poloze páky ukladače. Avšak pro časté poruchy snímačů v původním systému z důvodu poškození je požadavek na jiné řešení snímání polohy zařízení.

Zpětnou vazbu pohybu akčního členu bude tedy představovat magnetostrikční lineární snímač polohy instalovaný do přímočarého hydromotoru. Ze snímače bude zpracovávána dostatečně přesná informace o poloze hydromotoru umožňující přesné řízení proporcionálního rozváděče a dosažení tak souběžného chodu mechanismů magnetických ukladačů.

Úprava hydromotorů

Následkem instalace lineárních snímačů polohy do hydraulických válců, které jsou uchyceny systémem oko-oko je potřeba vhodně vyřešit osazení válců snímači bez větších zásahů do způsobu uchycení. Současné ustavení hydromotorů z prostorových důvodů neumožňuje nijak výrazně zvětšovat zástavbové rozměry nových hydromotorů, proto byla zvolena možnost osadit nové hydromotory lineárními snímači Gefran RK-5, které jsou uzpůsobeny pro instalaci přímo do hydraulického válce.



Obr. 3.2 Instalace snímače Gefran RK-5 v hydromotoru [16]

U tohoto řešení nemůže být použit klasický katalogový hydraulický válec, ale jeho zadní část musí být konstrukčně upravena pro instalaci snímače. Dále je nutné dodržet rozměry a drsnost povrchu těsnící plochy pro snímač a dbát na dostatečný prostor pro kabeláž. Na zadní část hydromotoru může být instalován konektor nebo jen průchodka pro kabeláž. [16]

Snímač splňuje parametry ostatních běžně používaných odměřování polohy pro regulaci hydraulického obvodu. Výhodou jsou jeho minimální rozměry.

Tab. 3.1 Parametry snímače polohy Gefran RK-5 [16]

Měřicí rozsah	50 ÷ 2500 mm
Doba vzorkování	1 ms
Přesnost	± 0,04% z rozsahu
Snímatelná rychlost	$\leq 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
Pracovní tlak	35 MPa
Krytí	IP 67/ IP 69 s konektorem
Pracovní teplota	-25 ÷ 105°C
Napájecí napětí	8 ÷ 32V DC
Výstupní signál	4 ÷ 20 mA, 0,5 ÷ 9,5V DC, 0,5 ÷ 4,5V DC,

Případné vlivy v mechanismu ukladačů budou znatelně ovlivňovat přesnost synchronizace jejich chodu, proto je nutná kontrola zařízení a odstranění vznikajících vlivů následkem provozu. Vhodné je periodické zařazení měření provozních parametrů mechanismu.

3.2 Hydromotor

Z hlediska požadavku zachování mechanické části, technologického provozu zařízení a náročnosti případných úprav prostoru a uchycení hydromotorů ovládajících pohyb ukladačů budou k nahrazení současných pohonů použity hydromotory s totožnými parametry funkčních ploch a zdvihu. V průběhu měření stávajícího hydraulického obvodu a výpočtů bylo zjištěno, že parametry hydromotorů jsou dostačující.

Tab. 3.2 Parametry hydromotoru [17]

Průměr pístu	100	[mm]
Průměr pístnice	70	[mm]
Zdvih	630	[mm]
Jmenovitý tlak	31,5	[MPa]

3.3 Hydraulický obvod

Hydraulický systém je řešen jako otevřený hydraulický obvod pro těžké hutní provozy. Návrh nezapomíná také na vhodné osazení obvodu měřicími místy pro snadnou diagnostiku, která se stále více stává běžnou součástí proaktivní údržby. Hydraulický obvod je doplněn o bezpečnostní prvky k ochraně zařízení před nárůstem tlaku či k zamezení nekontrolovaného padání zátěže.

3.3.1 Popis obvodu

[Příloha B]

Hydraulické pohony ukladačů jsou napojeny na původní centrální hydraulický zdroj tlaku, který se nachází ve sklepě hydrauliky, jak je popsáno ze začátku práce. Hydrogenerátory jsou paralelně připojeny k hlavnímu tlakovému potrubnímu rozvodu, který vede k panelu akumulátorů, kde je pomocí t-kusu rozdělen na dva potrubní rozvody menší světlosti. Ty vedou k hydraulickým panelům ukladačů, které jsou k nim paralelně připojeny. Před zmiňovaným t-kusem jsou k hlavnímu řádu paralelně připojeny akumulátory.

Na vstupu každého hydraulického panelu ukladače je instalován kulový uzavírací ventil pro rychlé odstavení v případě poruchy. Panel tvoří hydraulický rozvodný blok osazený klasickými a proporcionálními elektrohydraulickými prvky DN10 v řadovém provedení. Směr a rychlost pohybu hydromotoru vybaveného lineárním snímačem polohy řídí proporcionální elektromagnetický rozváděč s integrovanou elektronikou. Z bezpečnostního hlediska je pod ním instalován sedlový (odsekávací) elektromagnetický rozváděč, který navíc slouží společně s jednosměrným ventilem **poz. 7** k realizaci diferenciálního zapojení hydromotoru. Pod sedlovým rozváděčem se nachází mezideska s externím vyvedením sekundární větve B, která je prostřednictvím krátkého potrubí přes jednosměrný ventil propojena do hlavní tlakové P větve. Z důvodu měnící se orientace zatížení v průběhu pohybu hydromotoru je v obvodu instalován oboustranný brzdový ventil, který zajišťuje kontrolovaný pohyb zátěže. K ochraně sekundární větve B před možným vznikem multiplikace slouží pojistný ventil.

Přímočaré hydromotory jsou připojeny k potrubnímu rozvodu pomocí pryžových vysokotlakých hadic. S technologickým zařízením jsou mechanicky spojeny prostřednictvím naklápěcích kulových ložisek na okách pístnic a těles hydromotorů.

Popis funkce obvodu

[Příloha B]

Pracovní pohyb magnetických ukladačů:

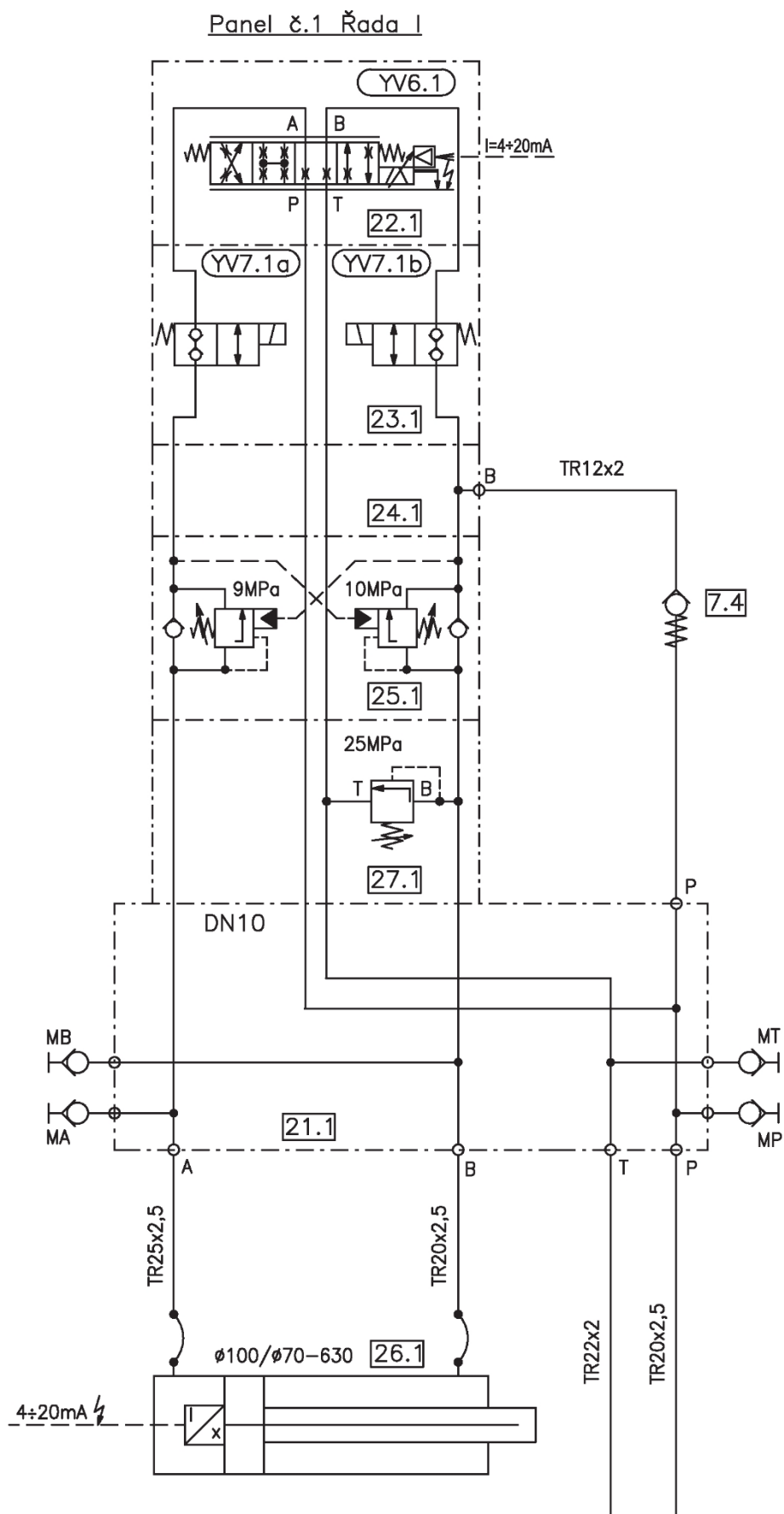
K překlápění materiálu, tedy k pracovnímu pohybu ukladačů dochází při zasouvání hydromotorů, jejichž pohyb musí být synchronizován. Při zasouvání hydromotoru prochází kapalina elektromagnetickým proporcionálním rozváděčem **poz. 22** z kanálu P do B. Současně je aktivována elektromagnetická cívka **YV7b** sedlového ventilu **poz. 23** a kapalina prochází přes brzdňý ventil **poz. 25** prostřednictvím jeho obtokového ventilu na stranu mezikruží pístu a dochází k zasouvání hydromotoru. Z prostoru plné plochy kapalina odchází přes brzdňý ventil, který je při začátku pohybu průchozí, neboť je řízen tlakem z větve B. Při poklesu tlaku ve větvi B vlivem změny orientace působení síly zátěže na píst hydromotoru dojde k uzavírání brzdňého ventilu a kontrolovanému překlápění zátěže. Při zasouvání hydromotoru je také současně aktivována elektromagnetická cívka **YV7a** sedlového ventilu a kapalina dále odchází přes proporcionální rozváděč do odpadní větve T.

Vratný (nepracovní) pohyb ukladačů:

Vysouváním hydromotorů je realizován vratný pohyb ukladačů, jejichž návrat není potřeba synchronizovat. Při vysouvání hydromotoru je kapalina prostřednictvím proporcionálního rozváděče propojena do kanálu A. Současně je aktivována elektromagnetická cívka **YV7a** a kapalina prochází přes obtokovou větev brzdňého ventilu na plnou plochu pístu hydromotoru a dochází tak k jeho vysouvání. Sedlový ventil ve větvi B je při vysouvání hydromotoru uzavřen a kapalina z prostoru mezikruží odchází přes jednosměrný ventil **poz. 7** zpět do tlakové větve P. Je tak docíleno diferenciálního zapojení hydromotoru.

Diferenciální zapojení hydromotoru:

Vysouvání hydromotorů je realizováno v diferenciálním zapojení z důvodu snížení odběru pracovní kapaliny při vratném pohybu ukladačů.



Obr. 3.3 Hydraulický panel hydromotoru

4 Vyšetření základních parametrů pohonu

4.1 Síly působící na píst hydromotoru

Z důvodu složitosti mechanismu magnetického ukladače a nedostupnosti kompletní dokumentace, bylo k vyšetření základních parametrů pohonu využito měření tlaku na pracovních větvích stávajících akčních členů. Takto je možné změřit aktuální tlakový spád na plochách pístu a zjistit reálný průběh síly působící na hydromotoru.

Režim pohybu ukladačů

Měření mohlo být realizováno při odstavené výrobní trati v servisním režimu magnetických ukladačů. Při tomto režimu se ukladače pohybují pomalou rychlostí bez zátěže. Naměřené hodnoty se vztahují pouze k nezatíženému mechanismu jednoho páru ukladačů ovládaných jedním hydromotorem.

Typ stávajícího hydromotoru:

Ulbrich UHN 315 G-100/70-630-G1-EDSB

Příprava měření

Zvolená měřicí místa v podobě přípojek minimess se nacházela v blízkosti přímočarého hydromotoru na jeho pracovních větvích. Pro další zpracování naměřených dat jsou místa označena takto:

MA – Plná plocha pístu hydromotoru, větev A

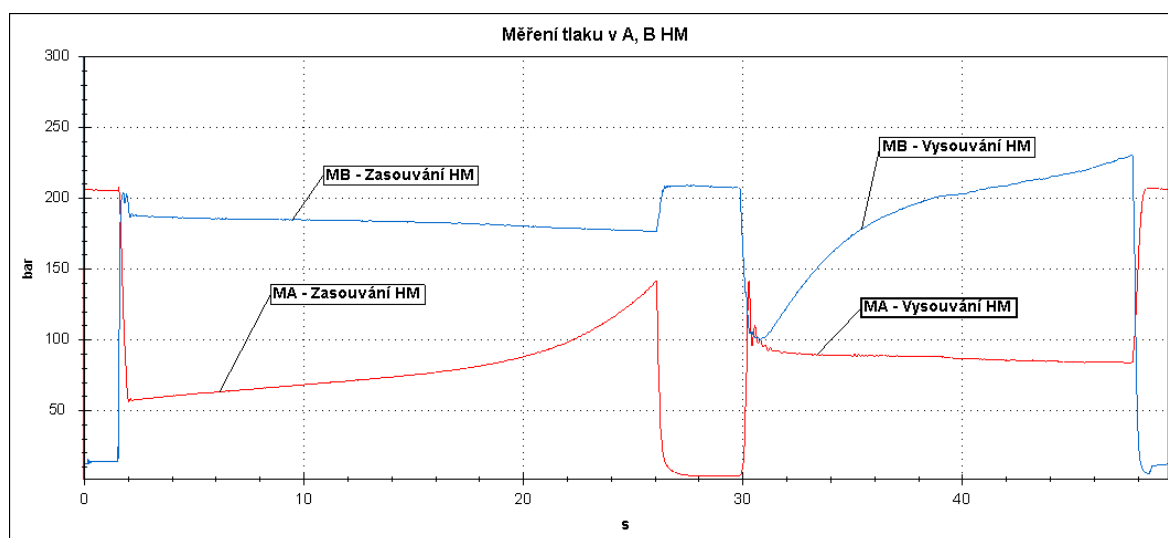
MB – Mezikruží hydromotoru, větev B

K měření hydraulického obvodu byl vybrán sofistikovaný měřicí přístroj Parker ServiceMaster Plus SCM 500 sloužící k měření, analýze a sledování veličin v hydraulických systémech. Pracovní větve hydromotoru byly pomocí minimess přípojek osazeny tlakovými senzory Parker SCPT - 400. Parametry měřicího přístroje a tlakových senzorů jsou pro přehlednost uvedeny v tabulce 4.1.[14]

Tab. 4.1 Parametry snímače SCPT – 400 [14]

Měřicí rozsah	0 ÷ 40 MPa
	- 25 ÷ 105°C
Přesnost	± 0,5 % z koncové hodnoty
Doba odezvy	1ms
Připojení elektrické	5 pin M12x1 konektor
Připojení hydraulické	1/2" BSPP + minimess adapter (M16x2)

Pro vyhodnocení dat byl použit software Parker SensoWin 7 a další zpracování dat bylo provedeno v programu Excel.



Obr. 4.1 Průběh tlaků při pohybu ukladače

MA – Plná plocha pístu hydromotoru, MB – Mezikruží pístu hydromotoru

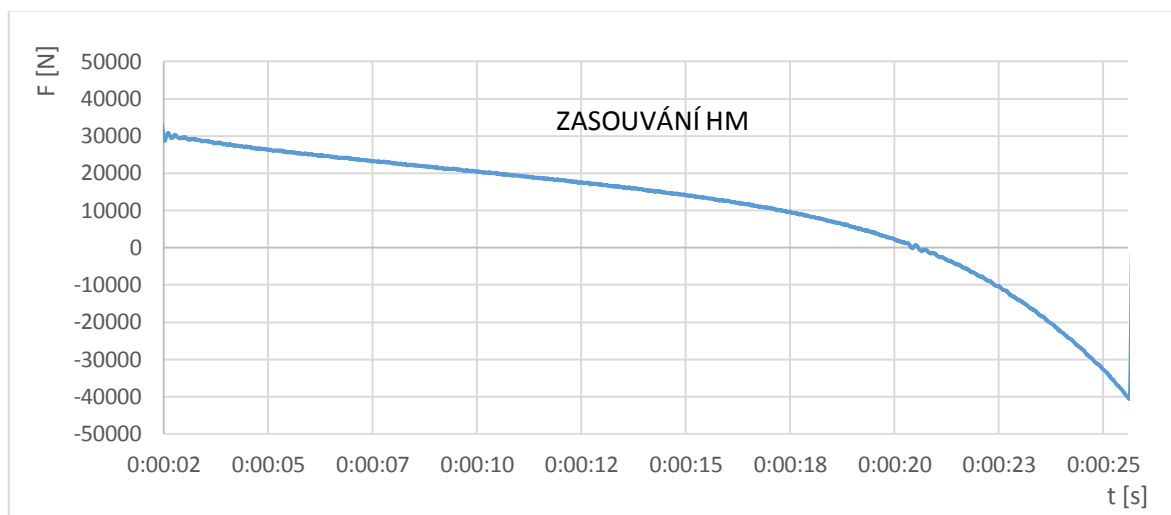
V grafu obr. 4.1 je možné rozlišit průběhy měřených tlaků stran pístu hydromotoru při zasouvání pístnice hydromotoru a při jejím vysouvání. Naměřené hodnoty průběhu tlaků jsou převedeny do programu Excel, kde jsou dále zpracovány pro vyhodnocení průběhu síly působící na píst hydromotoru.

Průběhy sil působících na píst hydromotoru

Výpočet sil pro zasouvání pístu hydromotoru:

$$F + F_1 - F_2 = 0 \quad (4.1)$$

$$F = p_2 \cdot S_2 - p_1 \cdot S_1$$

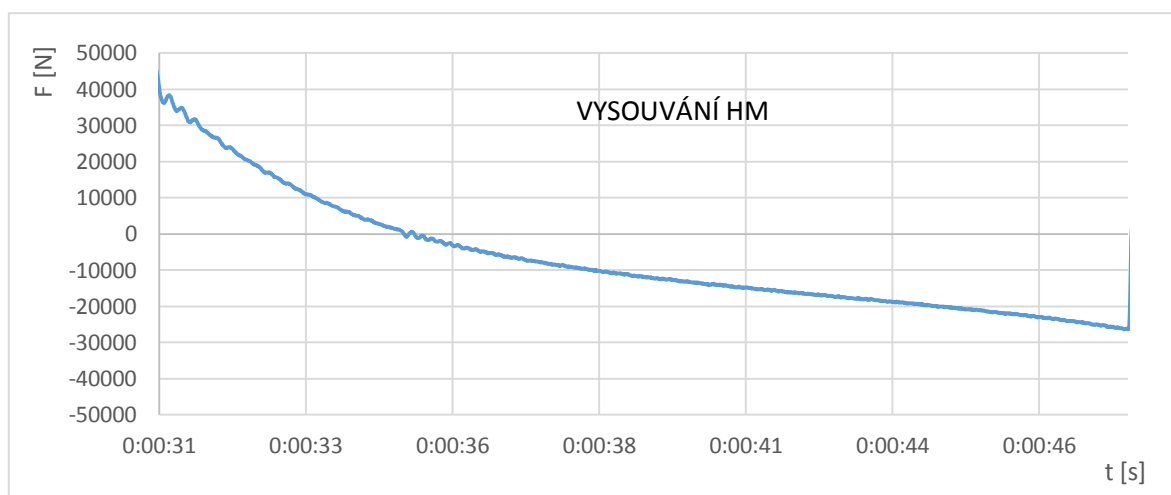


Obr. 4.2 Průběh síly působící na píst při zasouvání hydromotoru

Výpočet sil pro vysouvání hydromotoru:

$$F + F_2 - F_1 = 0 \quad (4.2)$$

$$F = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2$$



Obr. 4.3 Průběh síly působící na píst při vysouvání hydromotoru

Zasouvání hydromotoru:

Pístnice hydromotoru se zasouvá a magnetický ukladač koná pracovní pohyb. Síla působí proti pohybu hydromotoru až do doby $t = 21$ s, kdy je patrné dosažení polohy rovnováhy sil mechanismu. Dále již na pístnici působí síla ve směru jejího pohybu.

Vysouvání hydromotoru:

Pístnice hydromotoru se vysouvá. Ukladač koná vratný nepracovní pohyb. Síla působí proti pohybu hydromotoru. V čase $t = 35$ s dosahuje ukladač polohy, v níž jsou působící síly v mechanismu vyrovnány, a následně síla působí na pístnici ve směru jejího pohybu.

Na začátku zasouvání i vysouvání hydromotorů, je patrná tlaková špička, která způsobila vyšší hodnoty tlaků na pístu hydromotoru. Tyto hodnoty, budou brány pouze jako skokové. Mohou být způsobeny rozběhem hmot mechanismu a dynamickými účinky hydraulického obvodu.

Naměřené hodnoty sil odpovídají statickým silám při začátku pohybu hydromotoru v ustáleném stavu. Mechanismus není zatížen materiálem.

Začátek vysouvání: $F_{1m} = 41000$ N

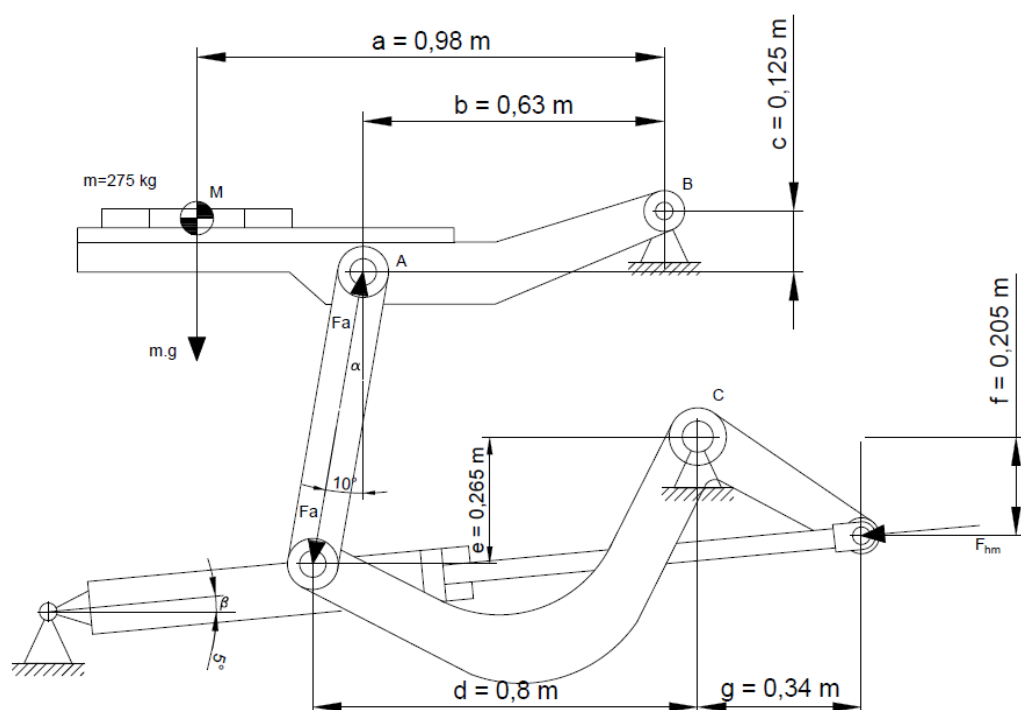
Začátek zasouvání: $F_{2m} = 30000$ N

Určení celkové síly působící na píst hydromotoru

Při zatížení nebylo možné vykonat odpovídající měření, proto bylo nutné vycházet z výpočtu. Pro určení celkové síly na pístu hydromotoru, byl po konzultaci s provozem vybrán sortiment materiálu, který vykazuje největší hmotnost rozloženou na magnetech ukladačů. Jedná se o 4 kusy plochých tyčí o délce 6 m rozložených na třech párech magnetických ukladačů.

Rozměry materiálu:	100x40x6000 mm
Počet tyčí v jednom balíku:	12 ks
Hmotnost celého balíku:	2470 kg
Hmotnost na jednom páru ukladačů:	275 kg

Celková síla působící na píst hydromotoru je složena z naměřených sil mechanismu, ke kterým bylo nutné přičíst tíhovou sílu ukládaného materiálu dle obr. 4.4. Přesné geometrické parametry mechanismu nejsou známy, je vycházeno z proměření ukladače na místě.



Obr. 4.4 Kinematické schéma

Výpočet síly F_a :

$$\sum M_{iB} = 0 = m \cdot g \cdot a - F_{ay} \cdot b + F_{ax} \cdot c \quad (4.3)$$

$$F_{ay} \cdot b + F_{ax} \cdot c = m \cdot g \cdot a$$

$$F_a \cdot \cos \alpha \cdot b + F_a \cdot \sin \alpha \cdot c = m \cdot g \cdot a$$

$$F_a = \frac{m \cdot g \cdot a}{\cos \alpha \cdot b + \sin \alpha \cdot c} = \frac{275 \cdot 9,81 \cdot 0,98}{\cos 10 \cdot 0,63 + \sin 10 \cdot 0,125} = 4262 \text{ N}$$

Výpočet síly F_{hm} :

$$\sum M_{iC} = 0 = F_{ay} \cdot d - F_{hmy} \cdot g - F_{ax} \cdot e - F_{hm} \cdot \sin \beta \cdot f \quad (4.4)$$

$$F_a \cdot \cos \alpha \cdot d - F_{hm} \cdot \sin \beta \cdot g - F_a \cdot \sin \alpha \cdot e - F_{hm} \cdot \cos \beta \cdot f$$

$$F_{hm} \cdot \cos \beta \cdot f + F_{hm} \cdot \sin \beta \cdot g = F_a \cdot \cos \alpha \cdot d - F_a \cdot \sin \alpha \cdot e$$

$$F_{hm} = \frac{F_a \cdot (\cos \alpha \cdot d - \sin \alpha \cdot e)}{\cos \beta \cdot f + \sin \beta \cdot g} = \frac{4262 \cdot (\cos 10 \cdot 0,8 - \sin 10 \cdot 0,265)}{\cos 5 \cdot 0,205 + \sin 5 \cdot 0,34} = 13520 \text{ N}$$

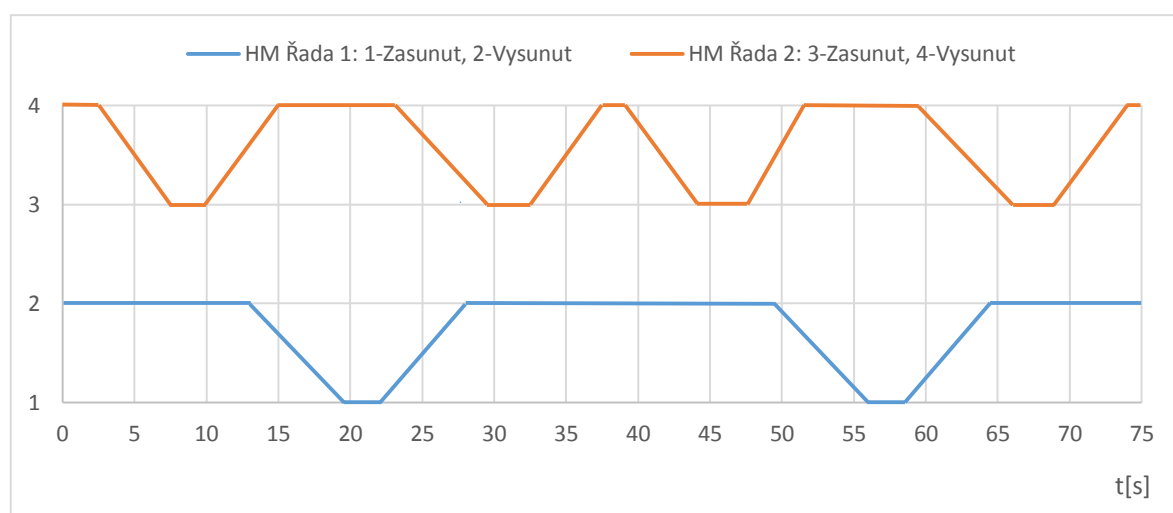
Výpočet celkových sil F_1 a F_2 :

$$F_1 = F_{1m} = 41000 \text{ N} \quad \text{Pohyb zpět bez zátěže}$$

$$F_2 = F_{2m} + F_{hm} = 30000 + 13520 = 43520 \text{ N} \quad (4.5)$$

4.2 Rychlost pohybu hydromotorů

Po konzultaci s místním provozem byl vybrán režim funkce magnetických ukladačů nejnáročnější na parametry rychlosti. Pro průběh pohybů hydromotorů jednotlivých řad byl vypracován pohybový diagram s číselným vyznačením koncových poloh hydromotorů.



Obr. 4.5 Průběh pohybů hydromotorů řad ukladačů

Z výše uvedeného diagramu pohybů hydromotorů ukladačů byla vyšetřena nejkratší doba $t_{min} = 5 \text{ s}$ v čase $t = 10 \div 15 \text{ s}$ potřebná k překonání celkového zdvihu hydromotorů $z = 630 \text{ mm}$.

Výpočet nejvyšší rychlosti pohybu hydromotoru:

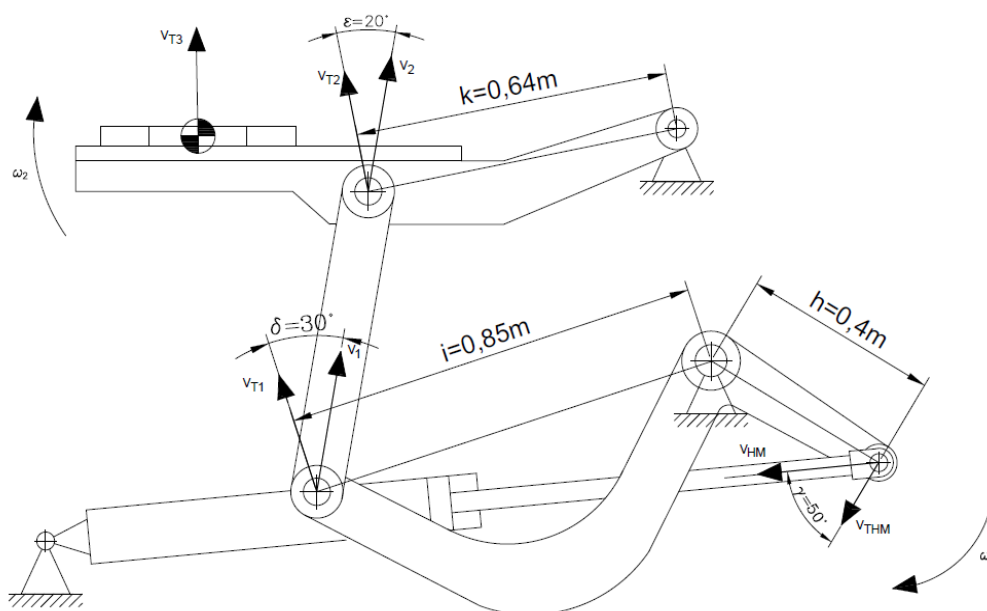
$$v_{HM} = \frac{z}{t_{min}} = \frac{0,63}{5} = 0,126 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.6)$$

Případné urychlení pohybu ukladačů je vítáno, ale tuto možnost ovlivňuje mnoho dalších faktorů, které budou řešeny v průběhu návrhu hydraulického obvodu.

4.3 Redukovaná hmotnost

Pro výpočet zrychlující síly a pro výpočet vlastní frekvence se určí celková setrvačná hmotnost. Je-li mezi setrvačnou hmotností a hydromotorem převod je nutné určit náhradní redukovanou hmotnost.

Řešení soustavy by bylo dosti náročné, proto se pro praktické výpočty využívá nahrazení redukovanou soustavou pohonu. Je důležité, aby si setrvačné momenty a síly zachovaly kinematické a dynamické vlastnosti soustavy. Redukovaná hmotnost byla zjišťována pro krajní polohu na začátku pracovního zdvihu s materiálem.[5]



Obr. 4.6 Schéma pro výpočet redukované hmotnosti

Výpočet redukované hmotnosti

Pro výpočet bylo nutné vyšetřit úhlové rychlosti ramene, ke kterému je připojen hydromotor a rameno, na kterém je umístěn materiál. Momenty setrvačnosti hmotných částí mechanismu byly uvažovány v bodech na poloměrech r . Hmotnost pohyblivé části hydromotoru je zahrnuta. Redukovaná hmotnost byla počítána z rovnosti kinetických energií mechanismu a redukované soustavy.

Určení úhlových rychlostí:

$$\omega_1 = \frac{v_{THM}}{h} = \frac{\cos\gamma \cdot v_{HM}}{h} = \frac{\cos 50^\circ \cdot 0,126}{0,4} = 0,2025 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.7)$$

$$v_1 = \frac{v_{T1}}{\cos\delta} = \frac{\omega_1 \cdot i}{\cos\delta} = \frac{0,2025 \cdot 0,85}{\cos 30^\circ} = 0,199 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.8)$$

$$v_1 = v_2$$

$$\omega_2 = \frac{v_{T2}}{k} = \frac{\cos\epsilon \cdot v_2}{k} = \frac{\cos 20^\circ \cdot 0,199}{0,64} = 0,292 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.9)$$

Výpočet redukované hmotnosti:

$$E_{KRED} = E_{Kmech} \quad (4.10)$$

$$\frac{1}{2} \cdot m_{RED} \cdot v_{HM}^2 = \frac{1}{2} \cdot J_m \cdot \omega_2^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{p2} \cdot \omega_2^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{p1} \cdot \omega_1^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{HM} \cdot v_{HM}^2 \quad / \cdot 2$$

$$m_{RED} = \frac{m_m \cdot r_m^2 \cdot \omega_2^2 + m_{p2} \cdot r_{p2}^2 \cdot \omega_2^2 + m_{p1} \cdot r_{p1}^2 \cdot \omega_1^2 + m_{HM} \cdot v_{HM}^2}{v_{HM}^2}$$

$$m_{RED} = \frac{275 \cdot 0,98^2 \cdot 0,292^2 + 480 \cdot 0,75^2 \cdot 0,292^2 + 200 \cdot 0,5^2 \cdot 0,2025^2 + 30 \cdot 0,126^2}{0,126^2}$$

$$m_{RED} = 3030 \text{ kg}$$

Pro druhou krajní polohu ukladače, tedy na začátku vysouvání hydromotoru, byla vypočítaná výsledná hodnota redukované hmotnosti nižší, proto není uvažována.

5 Výpočet hydraulického obvodu

Vstupní parametry pro výpočet obvodu

Síla na plnou plochu pístu

$$F_1 = 41000 \text{ N}$$

Síla na mezikruží pístu

$$F_2 = 43520 \text{ N}$$

Rychlost pohybu hydromotoru

$$v_{1,2} = 0,126 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Redukovaná hmotnost na pístnici hydromotoru

$$m_{red} = 3030 \text{ kg}$$

Zdvih hydromotoru

$$z = 0,63 \text{ m}$$

5.1 Výpočet pohonu ukladače

Výpočet funkčních ploch hydromotoru:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 0,007854 \text{ m}^2 \quad (5.1)$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,1^2 - 0,07^2)}{4} = 0,004 \text{ m}^2 \quad (5.2)$$

Výpočet potřebného průtoku pro vysouvání hydromotoru:

$$Q_{HM1} = S_1 \cdot v_{1,2} = 0,007854 \cdot 0,126 = 0,99 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.3)$$

$$Q_{HM1} = 59,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Výpočet potřebného průtoku pro zasouvání hydromotoru:

$$Q_{HM2} = S_2 \cdot v_{1,2} = 0,004 \cdot 0,126 = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.4)$$

$$Q_{HM2} = 30,2 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

5.2 Návrh a výpočet parametrů vedení

5.2.1 Výpočet průměru vedení pro hydromotor

Průměr potrubí je navrhován pro doporučené rychlosti proudění pracovní kapaliny, které jsou voleny s ohledem na minimální tlakovou ztrátu ve vedení.

Návrh vnitřního průměru vedení pro plnou plochu pístu hydromotoru A:

$$Q_{HM1} = S_v \cdot v_v \quad (5.5)$$

$$Q_{HM1} = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot v_v \Rightarrow d_v = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{HM1}}{\pi \cdot v_v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,99 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 3}} = 0,0205 \text{ m}$$

$$d_v = 20,5 \text{ mm}$$

kde v_v je doporučená rychlost proudění kapaliny pro tlaková vedení [3]

Volím vnitřní průměr vedení $d_A = 20$ mm. Což odpovídá potrubí TR25x2,5.

Návrh vnitřního průměru vedení pro mezikruží hydromotoru B:

$$Q_{HM2} = S_v \cdot v_v \quad (5.6)$$

$$Q_{HM2} = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot v_v \Rightarrow d_v = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{HM2}}{\pi \cdot v_v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 3}} = 0,0146 \text{ m}$$

$$d_v = 14,6 \text{ mm}$$

Volím vnitřní průměr vedení $d_B = 15$ mm. Což odpovídá potrubí TR20x2,5.

5.2.2 Výpočet objemu pracovní kapaliny ve vedení hydromotoru

Vzhledem k rozdílnému umístění jednotlivých hydraulických bloků pro ovládání hydromotorů je objem pracovní kapaliny ve vedení počítán pro vzdálenější řadu ukladačů.

$$\text{Délka vedení pro hydromotor} \quad l_{A,B} = 3 \text{ m}$$

Výpočet objemu kapaliny:

$$V_{lA} = S_{pA} \cdot l_A = \frac{\pi \cdot d_A^2}{4} \cdot l_A = \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} \cdot 3 = 0,94 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (5.7)$$

$$V_{lA} = 0,94 \text{ dm}^3$$

$$V_{lB} = S_{pB} \cdot l_B = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} \cdot l_B = \frac{\pi \cdot 0,015^2}{4} \cdot 3 = 0,53 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (5.8)$$

$$V_{lB} = 0,53 \text{ dm}^3$$

5.2.3 Výpočet tlakové ztráty ve vedení pro hydromotor

Pracovní kapalinou v systému je hydraulický olej VG 46. Je uvažováno s teplotou pracovní kapaliny $t_{kap} = 40^\circ\text{C}$.

Výpočet pro potrubí k plné ploše hydromotoru A:

Výpočet skutečné rychlosti:

$$v_s = \frac{Q_{HM1} \cdot 4}{\pi \cdot d_A^2} = \frac{0,99 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{\pi \cdot 0,02^2} = 3,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.9)$$

Druh proudění:

$$Re = \frac{v_s \cdot d_A}{\nu} = \frac{3,15 \cdot 0,02}{46 \cdot 10^{-6}} = 1370 \quad \text{Laminární proudění} \quad (5.10)$$

Výpočet třecího součinitele:

$$\lambda = \frac{75}{Re} = \frac{75}{1370} = 0,0548 \quad (5.11)$$

Výpočet tlakové ztráty:

$$\Delta p_{ZA} = \lambda \cdot \frac{l_A}{d_A} \cdot \frac{v_s^2}{2} \cdot \rho = 0,0548 \cdot \frac{3}{0,02} \cdot \frac{3,15^2}{2} \cdot 880 = 35888 \text{ Pa} \quad (5.12)$$

$$\Delta p_{ZA} = 0,036 \text{ MPa}$$

Výpočet pro potrubí k mezikruží hydromotoru B:

Výpočet skutečné rychlosti:

$$v_s = \frac{Q_{HM2} \cdot 4}{\pi \cdot d_B^2} = \frac{0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{\pi \cdot 0,015^2} = 2,83 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.13)$$

Druh proudění:

$$Re = \frac{v_s \cdot d_B}{\nu} = \frac{2,83 \cdot 0,015}{46 \cdot 10^{-6}} = 923 \quad \text{Laminární proudění} \quad (5.14)$$

Výpočet třecího součinitele:

$$\lambda = \frac{75}{Re} = \frac{75}{923} = 0,0813 \quad (5.15)$$

Výpočet tlakové ztráty:

$$\Delta p_{zB} = \lambda \cdot \frac{l_B}{d_B} \cdot \frac{v_s^2}{2} \cdot \rho = 0,0813 \cdot \frac{3}{0,015} \cdot \frac{2,83^2}{2} \cdot 880 = 57300 \text{ Pa} \quad (5.16)$$

$$\Delta p_{zB} = 0,057 \text{ MPa}$$

5.2.4 Výpočet průměru vedení do panelů hydromotoru

Průměr potrubí je navrhován pro doporučené rychlosti proudění pracovní kapaliny. Jedná se o návrh potrubního rozvodu od hydrogenerátoru po ovládací panely hydromotorů. V návrhu je počítáno s diferenciálním zapojením hydromotorů při vratném pohybu ukladačů, tedy při vysouvání pístu hydromotorů.

Také je uvažováno, že během pracovního režimu ukladačů nemůže dojít k současnému vysouvání či zasouvání pístů hydromotorů obou řad, ale pouze k jejich kombinaci, tedy k současnému vysouvání řady 1 a zasouvání řady 2 či naopak. Poměr ploch hydromotorů je $i_p = 1,96$.

Návrh vnitřního průměru vedení tlakové větve P (diferenciální zapojení):

$$Q_{HM2} \cdot u = S_v \cdot v_v \quad (5.17)$$

$$Q_{HM2} \cdot u = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \cdot v_v \Rightarrow d_v = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{HM2} \cdot u}{\pi \cdot v_v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 12}{\pi \cdot 3}}$$

$$d_{vP} = 0,049 \text{ m}$$

$$d_{vP} = 49 \text{ mm}$$

kde u je celkový počet hydromotorů v obvodu, tedy 12.

Návrh vnitřního průměru vedení odpadní větve T:

$$Q_{HM1} \cdot u_1 = S_v \cdot v_v \quad (5.18)$$

$$Q_{HM1} \cdot u_1 = \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} \cdot v_v$$

$$d_{vT} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{HM1} \cdot u_1}{\pi \cdot v_v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,99 \cdot 10^{-3} \cdot 6}{\pi \cdot 2}} = 0,06 \text{ m}$$

$$d_{vT} = 60 \text{ mm}$$

kde u_1 je počet hydromotorů jedné řady, tedy 6.

5.2.5 Výpočet tlakové ztráty ve vedení do panelů hydromotorů

Dle umístění agregátu, akumulátorů a ovládacích panelů pohonů, byl hlavní potrubní rozvod pro svou montážní, časovou a finanční náročnost rozdělen a v každém úseku zvoleno specifické řešení potrubního rozvodu.

Délky jednotlivých potrubních úseků:

Hydrogenerátory - akumulátory: $l_{p,T} = 15 \text{ m}$

Akumulátory - panely: $l_{p,T} = 15 \text{ m}$

Vnitřní průměry potrubí jednotlivých úseků:

Hydrogenerátory - akumulátory: $d_p = 50 \text{ mm}$. Což odpovídá potrubí TR70x10.

$d_T = 60 \text{ mm}$. Což odpovídá potrubí TR70x5.

Akumulátory - panely: $d_p = 2 \cdot 28 \text{ mm}$. Což odpovídá potrubí TR38x5.

$d_T = 2 \cdot 36 \text{ mm}$. Což odpovídá potrubí TR42x3.

V následujících výpočtech je pro zjednodušení počítáno s větším průměrem d_p a d_T pro celkovou vzdálenost od hydrogenerátorů po panely.

Výpočet pro tlakové vedení P:

Výpočet skutečné rychlosti:

$$v_s = \frac{Q_{HM2} \cdot u \cdot 4}{\pi \cdot d_{vP}^2} = \frac{0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 12 \cdot 4}{\pi \cdot 0,049^2} = 3,12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.19)$$

Druh proudění:

$$Re = \frac{v_s \cdot d_{vP}}{\nu} = \frac{3,12 \cdot 0,049}{46 \cdot 10^{-6}} = 3323 \quad \text{Turbulentní proudění} \quad (5.20)$$

Výpočet třecího součinitele:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{3323}} = 0,0414 \quad (5.21)$$

Výpočet tlakové ztráty:

$$\Delta p_{zP} = \lambda \cdot \frac{l_P}{d_{vP}} \cdot \frac{v_s^2}{2} \cdot \rho = 0,0414 \cdot \frac{30}{0,049} \cdot \frac{3,12^2}{2} \cdot 880 = 108564 \text{ Pa} \quad (5.22)$$

$$\Delta p_{zP} = 0,11 \text{ MPa}$$

Výpočet pro tlakové vedení T:

Výpočet skutečné rychlosti:

$$v_s = \frac{Q_{HM1} \cdot u_1 \cdot 4}{\pi \cdot d_{vT}^2} = \frac{0,99 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 4}{\pi \cdot 0,06^2} = 2,10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.23)$$

Druh proudění:

$$Re = \frac{v_s \cdot d_{vT}}{\nu} = \frac{2,1 \cdot 0,06}{46 \cdot 10^{-6}} = 2739 \quad \text{Turbulentní proudění} \quad (5.24)$$

Výpočet třecího součinitele:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{2739}} = 0,044 \quad (5.25)$$

Výpočet tlakové ztráty:

$$\Delta p_{zT} = \lambda \cdot \frac{l_T}{d_{vT}} \cdot \frac{v_s^2}{2} \cdot \rho = 0,044 \cdot \frac{30}{0,06} \cdot \frac{2,1^2}{2} \cdot 880 = 42433 \text{ Pa} \quad (5.26)$$

$$\Delta p_{zT} = 0,04 \text{ MPa}$$

5.3 Analýza dynamických parametrů hydraulického pohonu

Měřítkem kvality daného pohonu a jeho minimálního času zrychlení je vlastní frekvence pohonu.

5.3.1 Výpočet vlastní frekvence systému

Pro výpočet vlastní frekvence byla uvažována redukovaná hmotnost pro krajní polohu na začátku pracovního zdvihu s materiálem.

Výpočet objemu kapaliny na stranách pístu hydromotoru:

$$V_A = S_1 \cdot z = 0,007854 \cdot 0,63 = 0,00495 \text{ m}^3 \quad (5.27)$$

$$V_A = 4,95 \text{ dm}^3$$

$$V_B = S_2 \cdot z = 0,004 \cdot 0,63 = 0,00252 \text{ m}^3 \quad (5.28)$$

$$V_B = 2,52 \text{ dm}^3$$

Výpočet polohy pístu s nejnižší tuhostí systému [6]:

$$z_k = \frac{\frac{S_2 \cdot z}{\sqrt{S_2^3}} + \frac{V_{LB}}{\sqrt{S_2^3}} - \frac{V_{LA}}{\sqrt{S_1^3}}}{\frac{1}{\sqrt{S_2}} + \frac{1}{\sqrt{S_1}}} = \frac{\frac{0,004 \cdot 0,63}{\sqrt{0,004^3}} + \frac{0,53 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{0,004^3}} - \frac{0,94 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{0,007854^3}}}{\frac{1}{\sqrt{0,004}} + \frac{1}{\sqrt{0,007854}}} = 0,395 \text{ m} \quad (5.29)$$

Minimální tuhost [6]:

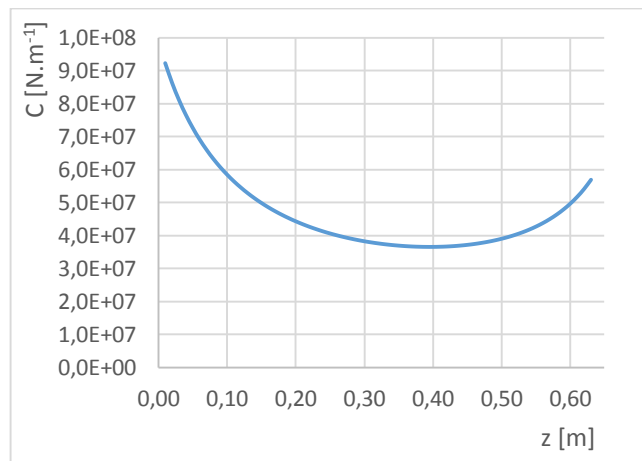
$$C_{min} = C_{1min} + C_{2min} = \frac{S_1^2 \cdot K}{S_1 \cdot z_k + V_{LA}} + \frac{S_2^2 \cdot K}{S_2 \cdot (z - z_k) + V_{LB}} \quad (5.30)$$

$$C_{min} = \frac{0,007854^2 \cdot 1,4 \cdot 10^9}{0,007854 \cdot 0,395 + 0,94 \cdot 10^{-3}} + \frac{0,004^2 \cdot 1,4 \cdot 10^9}{0,004 \cdot (0,63 - 0,395) + 0,53 \cdot 10^{-3}}$$

$$C_{min} = 21363916 + 15238095 = 36602011 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$C_{min} = 36,6 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

kde modul objemové stlačitelnosti kapaliny zvolen $K = 1,4 \cdot 10^9 \text{ Pa}$. [2]



Obr. 5.1 Průběh závislosti tuhosti na zdvihu hydromotoru

Výpočet minimální vlastní frekvence

$$f_{0min} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C_{min}}{m_{red}}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{36,6 \cdot 10^6}{3030}} = 17,5 \text{ Hz} \quad (5.31)$$

Výpočet vlastní kruhové frekvence:

$$\omega_0 = 2\pi \cdot f_{0min} = 2\pi \cdot 17,5 = 110 \text{ s}^{-1} \quad (5.32)$$

Velikost budící frekvence:

$$f_B \leq \frac{f_{0min}}{3} \quad (5.33)$$

$$f_B \leq \frac{17,5}{3}$$

$$f_B \leq 5,83 \text{ Hz}$$

Z důvodu možného vzniku rezonance musí být velikost budící frekvence f_B alespoň 3x nižší než minimální frekvence soustavy f_{0min} . [3]

Výpočet budící kruhové frekvence:

$$\omega_B = 2\pi \cdot f_B = 2\pi \cdot 5,83 = 36,65 \text{ s}^{-1} \quad (5.34)$$

Výpočet časové konstanty budícího periodického signálu:

$$T_B = \frac{1}{\omega_B} = \frac{1}{36,65} = 0,027 \text{ s} \quad (5.35)$$

Doporučená hodnota doby přechodového děje (rozběh, brždění):

$$t_R = 5 \cdot T_B = 5 \cdot 0,027 = 0,136 \text{ s} \quad (5.36)$$

Zvolená doba rozběhu, brždění:

$$t_R = 0,3 \text{ s}$$

Výpočet časové konstanty T_1 a T_2 :

$$T_1 = T_2$$
$$T_{1,2} = \frac{z}{v_{HM}} = \frac{0,63}{0,126} = 5 \text{ s} \quad (5.37)$$

Výpočet ustálených časů $t_{u1,2}$:

$$t_{u1,2} = T_{1,2} - t_R - t_R = 5 - 0,3 - 0,3 = 4,4 \text{ s} \quad (5.38)$$

Výpočet ustálených rychlostí $v_{u1,2}$:

$$v_{u1,2} = \frac{z}{0,5 \cdot t_R + t_{u1,2} + 0,5 \cdot t_R} = \frac{0,63}{0,5 \cdot 0,3 + 4,4 + 0,5 \cdot 0,3} = 0,134 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.39)$$

Výpočet zrychlení, brždění $a_{1,2}$:

$$a_{1,2} = \frac{v_{u1,2}}{t_R} = \frac{0,134}{0,3} = 0,447 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (5.40)$$

Dráha zrychleného, zpomaleného pohybu hydromotoru:

$$s_R = \frac{v_{u1,2}^2}{2 \cdot a_{1,2}} = \frac{0,134^2}{2 \cdot 0,447} = 0,02 \text{ m} = 20 \text{ mm} \quad (5.41)$$

Dráha zrychleného, zpomaleného pohybu konce páky ukladače:

$$s_U = s_R \cdot 6 = 0,02 \cdot 6 = 0,12 \text{ m} = 120 \text{ mm} \quad (5.42)$$

5.4 Návrh proporcionálního rozváděče

Vstupní parametry pro návrh:

Síla na plnou plochu pístu	$F_1 = 41000 \text{ N}$
Síla na mezikruží pístu	$F_2 = 43520 \text{ N}$
Redukovaná hmotnost na pístnici hydromotoru	$m_{red} = 3030 \text{ kg}$

5.4.1 Vyšetření parametrů a návrh rozváděče

Výpočet skutečného průtoku pro vysouvání hydromotoru:

$$Q_{1S} = S_1 \cdot v_{u1,2} = 0,007854 \cdot 0,134 = 1,05 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.43)$$
$$Q_{1S} = 63 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Výpočet skutečného průtoku pro zasouvání hydromotoru:

$$Q_{2S} = S_2 \cdot v_{u1,2} = 0,004 \cdot 0,134 = 0,54 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.44)$$
$$Q_{2S} = 32 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Volba proporcionálního rozváděče

Zvolen proporcionální rozváděč **Parker D3FPB60YA9NS00** DN10 se šoupátkem v poměru 2:1. Poměr ploch hydromotoru je také 2:1.

Zasouvání hydromotoru:

Tlakový spád na hraně šoupátka proporcionálního ventilu zvolen $\Delta p_{PR2} = 2,5 \text{ MPa}$. Pro vyšší tlakové spády by narůstala energetická náročnost a byla by nutná záměna elektromotorů hydrogenerátorů.

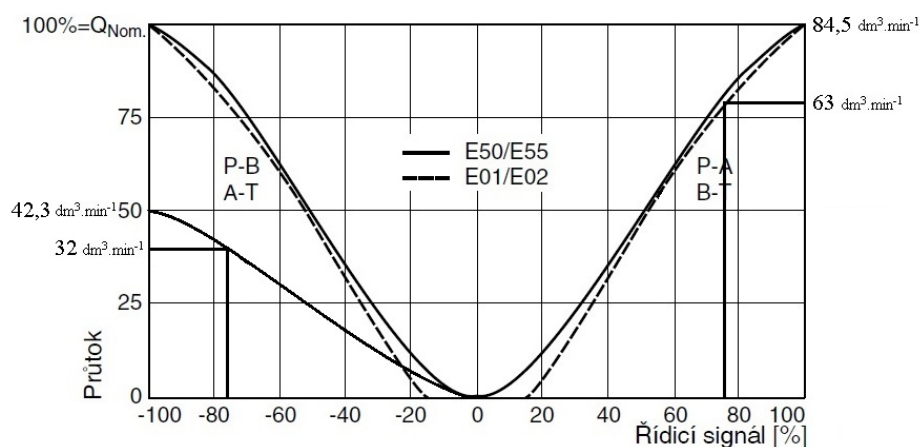
Výpočet maximálního průtoku pro Δp_{PR2} [18]:

$$Q_{100\%} = Q_N \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{PR2}}{\Delta p_N}} = 50 \cdot \sqrt{\frac{2,5}{3,5}} = 42,3 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (5.45)$$

Výpočet maximálního průtoku pro Δp_{R1} [18]:

$$\Delta p_{PR2} = \Delta p_{R1}$$

$$Q_{100\%} = Q_N \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{PR1}}{\Delta p_N}} = 100 \cdot \sqrt{\frac{2,5}{3,5}} = 84,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (5.46)$$



Obr. 5.2 Řídicí signál při zasouvání hydromotoru [18]

Při zasouvání hydromotoru maximální požadovanou rychlostí bude šoupátko proporcionálního ventilu otevřeno na 75%.

Výpočet potřebného tlaku hydrogenerátoru

Výpočet zrychlující, brzdící síly:

$$F_{DYN} = m_{red} \cdot a_{1,2} = 3030 \cdot 0,447 = 1355 \text{ N} \quad (5.47)$$

Vypočet sil pro vysouvání a zasouvání hydromotoru:

V průběhu pohybu ukladačů se mění velikost a orientace působících sil. Je počítáno s velikostmi sil v koncových úvratích mechanismu, které jsou nejnepríznivější. Pro výpočet je uvažována největší hodnota redukované hmotnosti.

Síla potřebná pro rozběh hydromotoru při vysouvání:

$$F_{R1} = F_1 + F_{DYN} = 41000 + 1355 = 42355 \text{ N} \quad (5.48)$$

Síla potřebná pro rozběh hydromotoru při zasouvání:

$$F_{R2} = F_2 + F_{DYN} = 43520 + 1355 = 44875 \text{ N} \quad (5.49)$$

Výpočet tlaku pro zasouvání pístu hydromotoru

Tlak působící na straně plné plochy pístu:

Tlakové ztráty v obvodu uvažovány do $\Delta p_z = 1 \text{ MPa}$.

$$p'_1 = \Delta p_z + \Delta p_{R1} = 1 + 2,5 = 3,5 \text{ MPa} \quad (5.50)$$

Výpočet tlaku na straně mezikruží:

$$p'_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 + F_{R2} = 0 \quad (5.51)$$

$$p_2 = \frac{p'_1 \cdot S_1 + F_{R2}}{S_2} = \frac{3,5 \cdot 10^6 \cdot 0,007854 + 44875}{0,004} = 18091000 \text{ Pa}$$

$$p_2 = 18 \text{ MPa}$$

Výpočet tlakového spádu na hydrogenerátoru:

$$\Delta p_{HG} = p_2 + \Delta p_z + \Delta p_{R2} \quad (5.52)$$

$$\Delta p_{HG} = 18 + 1 + 2,5$$

$$\Delta p_{HG} = 21,5 \text{ MPa}$$

Vypočítaný tlak hydrogenerátoru odpovídá nastavení stávajícího tlakového zdroje.

Výpočet potřebného tlaku pro vysouvání hydromotoru v diferenciálním zapojení

Tlaková ztráta ve větvi B uvažována $\Delta p_{zB} = 0,1 \text{ MPa}$.

Tlak působící na straně mezikruží:

$$p'_2 = \Delta p_{HG} + \Delta p_{zB} \quad (5.53)$$

$$p'_2 = 21,5 + 0,1 = 21,6 \text{ MPa}$$

Výpočet potřebného tlaku na straně plné plochy pístu:

$$p_1 \cdot S_1 - p'_2 \cdot S_2 - F = 0 \quad (5.54)$$

$$p_1 = \frac{p'_2 \cdot S_2 + F_{R2}}{S_1} = \frac{21,6 \cdot 10^6 \cdot 0,004 + 42355}{0,007854} = 16393557 \text{ Pa}$$

$$p_1 = 16,4 \text{ MPa}$$

Tlakový spád na hraně šoupátka proporcionálního ventilu:

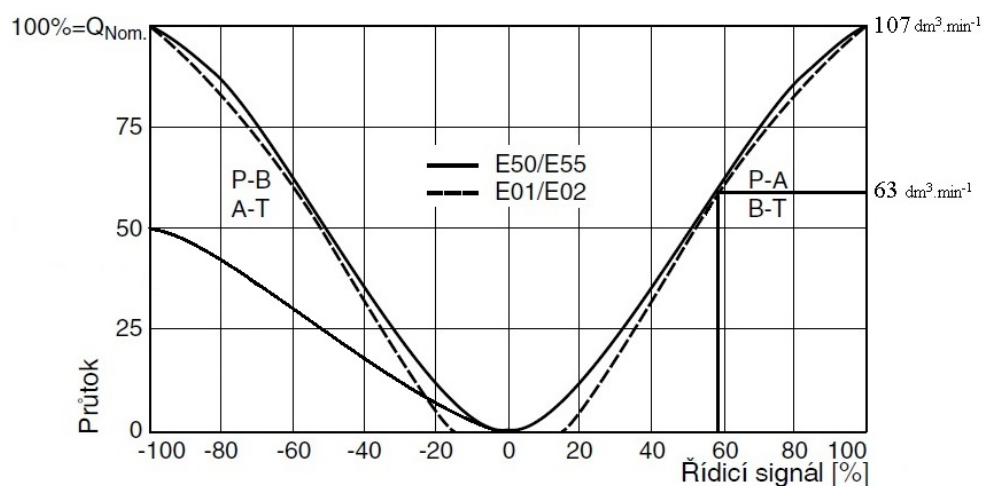
$$\Delta p_{DR1} = \Delta p_{HG} - p_1 - \Delta p_z \quad (5.55)$$

$$\Delta p_{DR1} = 21,5 - 16,4 - 1$$

$$\Delta p_{DR1} = 4 \text{ MPa}$$

Výpočet maximálního průtoku pro Δp_{DR1} [18]:

$$Q_{100\%} = Q_N \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{PR1}}{\Delta p_N}} = 100 \cdot \sqrt{\frac{4}{3,5}} = 107 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (5.56)$$



Obr. 5.3 Řídicí signál při vysouvání hydromotoru [18]

Při vysouvání hydromotoru maximální požadovanou rychlostí bude šoupátko proporcionálního ventilu otevřeno na 58%.

5.4.2 Volba brzdného ventilu

Funkce v obvodu:

- Pojištění proti přetlaku
- Řízené pohyby zátěže
- Bezúnikové držení zátěže
- Kontrolované spouštění zátěže při přetížení

Tyto ventily pracují jako bezpečnostní pojistné ventily, u kterých je nastavený tlak snížen dle tlaku ve vstupním portu. Snížení je dáno poměrem otevření. Pro bezpečné držení zátěže se obvykle nastavuje tlak o 30 % vyšší než vyvolaný zátěží. Ke spouštění zátěže dochází bez kavitace neboť je vratný průtok z hydromotoru pilotně řízen a ovládán vstupním průtokem do hydromotoru.[18]

Tlak na plné ploše pístu hydromotoru od zátěže:

$$p_{ZM1} = \frac{F_{Z1}}{S_1} = \frac{54520}{0,007854} = 6941686 \text{ Pa} \quad (5.57)$$

$$p_{ZM1} = 6,9 \text{ MPa}$$

Tlak na mezikruží pístu hydromotoru od zátěže:

$$p_{ZM2} = \frac{F_{Z2}}{S_1} = \frac{30000}{0,004} = 7500000 \text{ Pa} \quad (5.58)$$

$$p_{ZM2} = 7,5 \text{ MPa}$$

Doporučený nastavený tlak dle výrobce [18]:

$$p_{brA} = \Delta p_{ZM1} \cdot 1,3 = 6,9 \cdot 1,3 \cong 9 \text{ MPa} \quad (5.59)$$

$$p_{brB} = \Delta p_{ZM2} \cdot 1,3 = 7,5 \cdot 1,3 \cong 10 \text{ MPa} \quad (5.60)$$

Zvolen brzdný ventil **Parker ZNS-AB-02-2-S0-D1** DN10 s poměrem 4,5 : 1

6. Posouzení stávajícího tlakového zdroje

6.1 Parametry tlakového zdroje

Parametry hydraulického agregátu s tlakovým zdrojem jsou pro přehlednost uvedeny v tab. 3.1. Hydraulický agregát je osazen třemi pohonnými jednotkami, z nichž třetí slouží pouze jako záložní zdroj.[příloha A]

Tab. 6.1 Parametry stávajícího tlakového zdroje

Instalovaný příkon elektromotoru	$P1$	37	[kW]
Průtok hydrogenerátoru	Q_{HG1}	98	[dm ³ .min ⁻¹]
Tlak hydrogenerátoru	p_{HG1}	21,5	[MPa]
Instalovaný příkon elektromotoru	$P2$	37	[kW]
Průtok hydrogenerátoru	Q_{HG2}	98	[dm ³ .min ⁻¹]
Tlak hydrogenerátoru	p_{HG2}	21,5	[MPa]
Průtok dvou hydrogenerátoru	$Q_{HG1,2}$	196	[dm ³ .min ⁻¹]

Nastavený tlak hydrogenerátorů odpovídá vypočítanému potřebnému tlaku z rovnice (5.53). Není nutné tento tlak navyšovat, případně měnit elektromotory.

6.1.1 Ověření parametrů tlakového zdroje

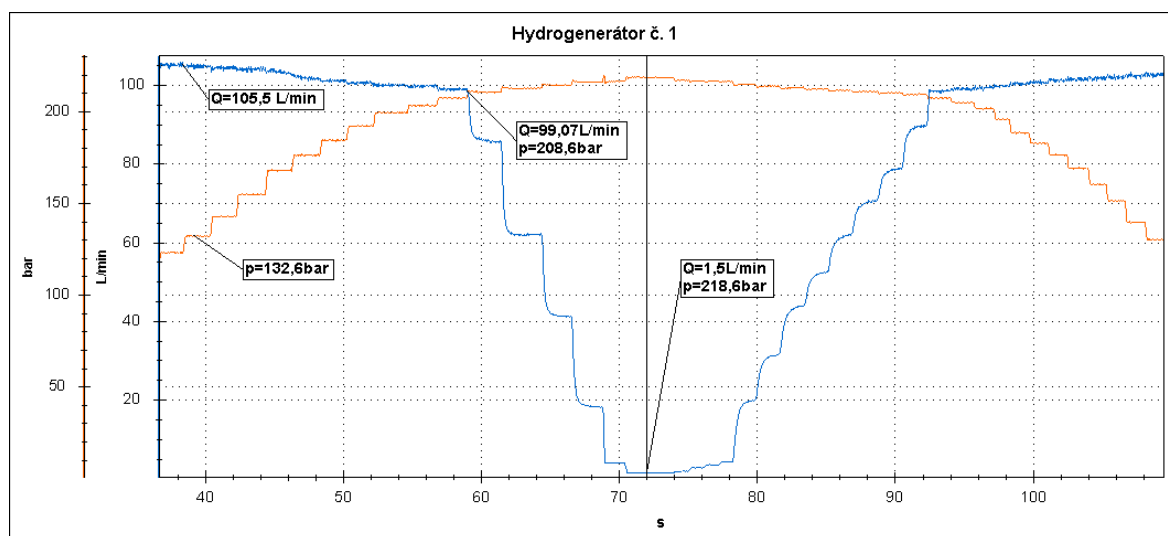
Pohonné jednotky

Jelikož není známa doba provozu pohonných jednotek, bylo provedeno měření průtoku a tlaku jednotlivě na všech pohonných jednotkách. K měření bylo opět využito multifunkční zařízení Parker ServiceMaster Plus SCM-500.

Pro měření tlaku byl zvolen senzor Parker SCPT s rozsahem měření 0 ÷ 40 MPa s parametry uvedenými v tabulce 4.1 a pro měření průtoku byl využit senzor Parker SCFT s rozsahem měření 5 ÷ 150 dm³ · min⁻¹ s parametry uvedenými v tabulce 6.2. Zpracování naměřených dat bylo realizováno v softwaru Parker SensoWin 7.1.[14]

Tab. 6.2 Parametry průtokoměru Parker SCFT [14]

Měřicí rozsah	$5 \div 150 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
Přesnost	$\pm 1 \%$ z koncové hodnoty
Doba odezvy	50ms
Připojení elektrické	5 pin M12x1 konektor
Připojení hydraulické	3/4" BSPP



Obr. 6.1 Průběh výstupního tlaku a průtoku hydrogenerátoru

Z průběhu tlaku a průtoku lze pozorovat, že naměřené hodnoty se velmi blíží deklarovaným z technické dokumentace. Následkem zvyšování tlaku na vřazeném pojistném ventilu docházelo k mírnému snižování průtoku způsobeného svodovou propustností hydrogenerátoru. Při dosažení hodnoty tlaku $p_{HG} = 20,86 \text{ MPa}$ začal hydrogenerátor regulovat.

Panel akumulátorů

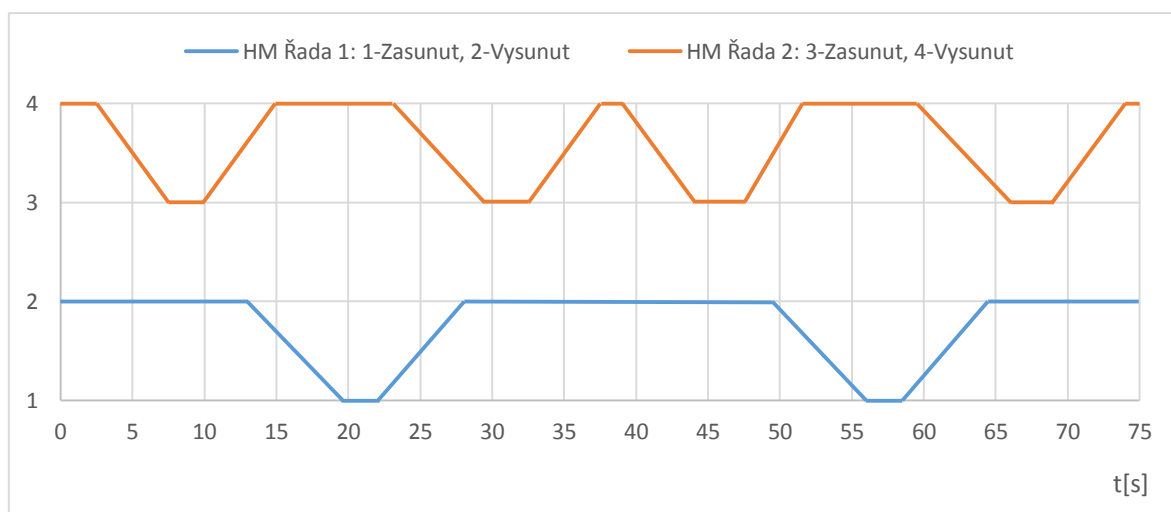
Součástí tlakového zdroje je panel se čtyřmi plyno-hydraulickými vakovými akumulátory o jednotlivých objemech $V_0 = 32 \text{ dm}^3$ s následujícími parametry.

Tab. 6.3 Stávající parametry hydraulických akumulátorů

Celkový objem	V_0	4 x 32	$[\text{dm}^3]$
Minimální pracovní tlak v systému	p_1	15	$[\text{MPa}]$
Maximální pracovní tlak v systému	p_2	21	$[\text{MPa}]$
Plnicí tlak akumulátoru	p_0	12	$[\text{MPa}]$

6.1.2 Odběrový diagram

Pro posouzení možnosti zachování původního tlakového zdroje byl vypracován odběrový diagram zjištěný ze stávajícího pracovního režimu magnetických ukladačů, který má být zachován. Dle funkce ukladačů byl vypracován diagram pohybu hydromotorů obr. 6.2. Předpokladem je zachování rozměrů hydromotorů.



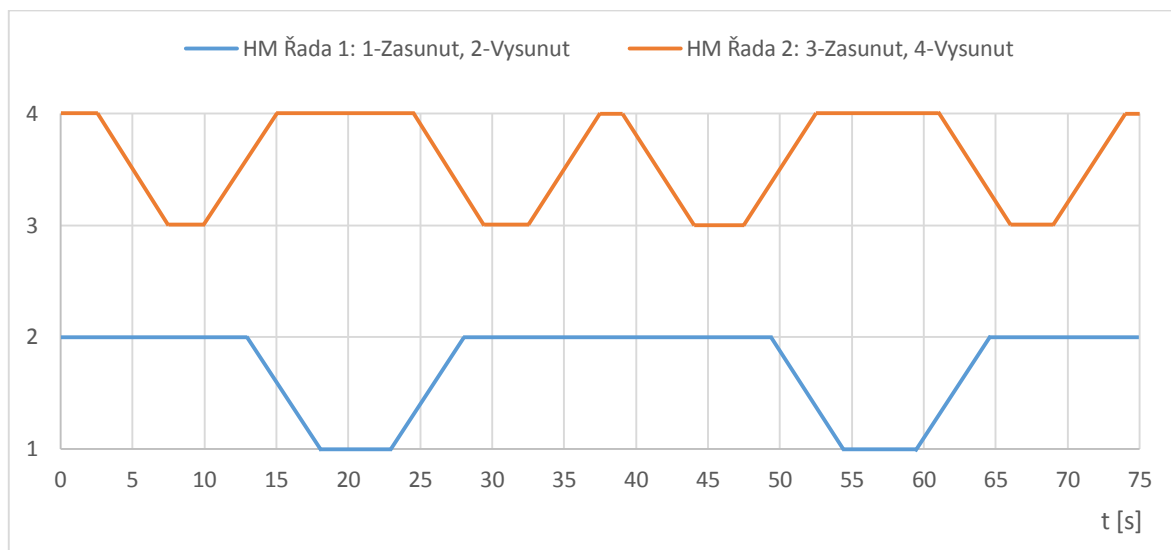
Obr. 6.2 Diagram reálného pohybu hydromotorů

Jak je z diagramu výše patrné, při opakujících se cyklech pohybu ukladačů dochází k současnému pohybu hydromotorů obou řad. Jedná se o nejnáročnější cyklus pohybu akčních členů ze všech možných volitelných režimů. Pro odběrový diagram byl vybrán úsek $t = 9 \div 46$ s, další cyklus pohybu se opakuje.

Odběr pro maximální rychlost

Pro zajištění možnosti pohybu ukladačů v požadovaném čase $t_{min} = 5$ s pro pracovní a vratný pohyb bude diagram upraven pro vyšetření odběrového diagramu v tomto mezním simulovaném pracovním režimu, kterého bude v případě potřeby možné dosáhnout.

V simulovaném pohybovém diagramu byly ponechány body vysunutých hydromotorů řady 1 a zasunutých hydromotorů řady 2. Počátky pohybu byly přizpůsobeny pro $t = 5$ s.



Obr. 6.3 Diagram mezního pohybu hydromotorů

Výpočet průtoku pro hydromotory 100/70x630 mm:

Z pohybového diagramu byly vypočítány potřebné průtoky do hydromotorů.

Činné plochy a zdvih hydromotoru:

$$S_1 = 0,007854 \text{ m}^2$$

$$S_2 = 0,004 \text{ m}^2$$

$$z = 0,63 \text{ m}$$

Výpočet největšího odběru Q_2 bez diferenciálního zapojení:

$$Q_2 = Q_{\check{R}1} \cdot 6 + Q_{\check{R}2} \cdot 6 = v_{HM1} \cdot S_2 \cdot 6 + v_{HM2} \cdot S_1 \cdot 6 = \frac{z}{t_{HM1}} \cdot S_2 \cdot 6 + \frac{z}{t_{HM2}} \cdot S_1 \cdot 6$$

$$Q_2 = \frac{0,63}{5} \cdot 0,004 \cdot 6 + \frac{0,63}{5} \cdot 0,007854 \cdot 6 = 0,00896 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_2 = 537,7 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (6.1)$$

kde $Q_{\check{R}1}$ a $Q_{\check{R}2}$ je potřebný průtok pro šest hydromotorů řady 1 a šest hydromotorů řady 2 v závislosti na vysouvání či zasouvání.

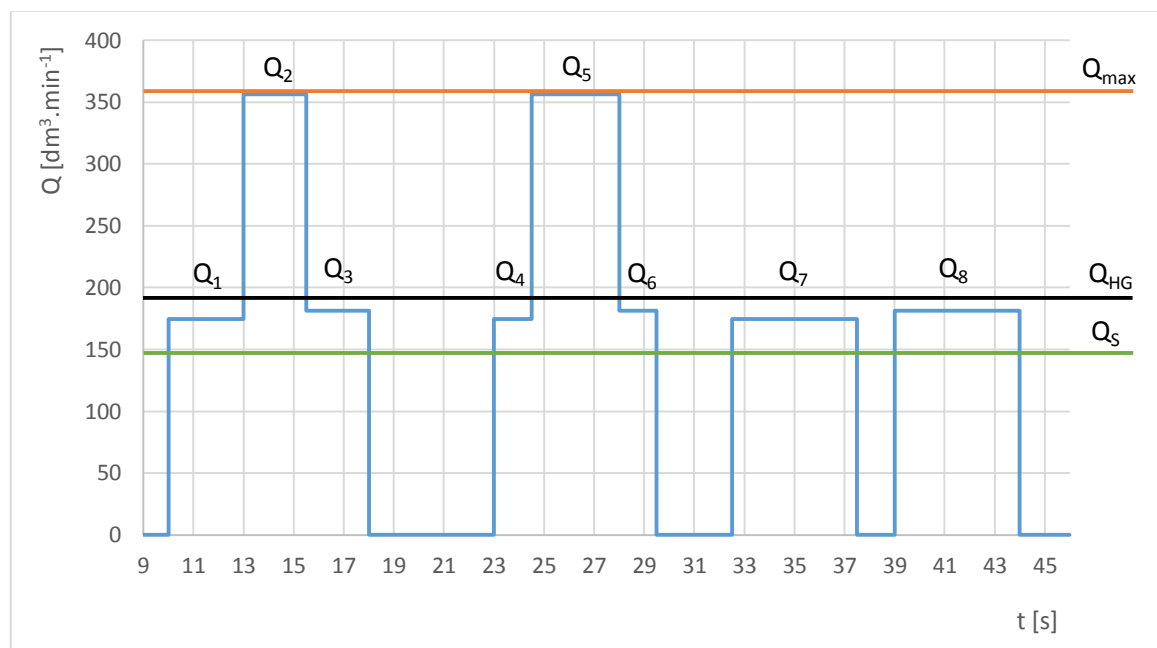
Výpočet průtoku Q_2 pro diferenciální zapojení hydromotorů:

$$Q_2 = Q_{\check{R}1} \cdot 6 + Q_{\check{R}2} \cdot 6 = v_{HM1} \cdot S_2 \cdot 6 + v_{HM2} \cdot (S_1 - S_2) \cdot 6 \quad (6.2)$$

$$Q_2 = \frac{z}{t_{HM1}} \cdot S_2 \cdot 6 + \frac{z}{t_{HM2}} \cdot (S_1 - S_2) \cdot 6$$

$$Q_2 = \frac{0,63}{5} \cdot 0,004 \cdot 6 + \frac{0,63}{5} \cdot (0,007854 - 0,004) \cdot 6 = 0,00594 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_2 = 356,3 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$



Obr. 6.4 Odběrový diagram diferenciálně zapojených hydromotorů

Q_{max} – maximální odebíraný průtok, Q_{HG} – průtok dodávaný hydrogenerátorem,

Q_S – střední odebíraný průtok

Z diagramu je možné vysledovat, že se jedná o nerovnoměrný periodicky se opakující odběr tlakové kapaliny, proto je vhodná volba kombinovaného tlakového zdroje hydrogenerátoru společně s akumulátorem.[4] Jedná se tedy o nepřímý pohon, kdy je hydrogenerátor navrhován cca 1,3x větší než je střední hodnota odebíraného průtoku Q_S .

$$Q_{HG} \cong 1,3 \cdot Q_S$$

Tab. 6.4 Jednotlivé odebírané průtoky

Q_i	$[\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}]$	t_i	$[\text{s}]$
Q_1	174,8	t_1	3
Q_2	356,3	t_2	2,5
Q_3	181,4	t_3	2,5
Q_4	174,8	t_4	1,5
Q_5	356,3	t_5	3,5
Q_6	181,4	t_6	1,5
Q_7	174,8	t_7	5
Q_8	181,4	t_8	5

Výpočet středního průtoku:

$$Q_S = \frac{\sum_{i=1}^n Q_i \cdot t_i}{T} = \frac{5431}{37} = 146,8 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (6.3)$$

kde T je celková doba cyklu [s].

Výpočet požadovaného průtoku hydrogenerátoru:

$$Q_{HG} = 1,3 \cdot Q_S = 1,3 \cdot 146,8 \cong 191 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (6.4)$$

Stávající hydrogenerátory svým průtokem vyhovují. Hodnota celkového průtoku hydrogenerátorů je $Q_{HGskut} = 196 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.

Průtok odebíraný z akumulátoru:

$$Q_{AKU} = Q_{max} - Q_{HGskut} = 356,3 - 196 \cong 160 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (6.5)$$

6.1.3 Výpočet akumulátorů

Odběry, které je nutné pokrýt pomocí akumulátorů, byly zjištěny z předchozího odběrového diagramu a uvedeny v tabulce níže i s časy, po které tyto odběry trvají. Pro výpočet akumulátoru bude vycházeno z časově náročnějšího vybíjení akumulátorů. Předpokládaná maximální teplota pracovní kapaliny je 45°C.

Tab. 6.5 Odebírané množství z akumulátoru

Q_i	$[\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}]$	t_i	$[\text{s}]$
Q_{1A}	165	t_1	2,5
Q_{2A}	165	t_2	3,5

Výpočet potřebného využitelného objemu V_V :

$$Q_{AKU} = Q_{2A} \quad (6.6)$$

$$\frac{V}{t} = \frac{V'_V}{t_2}$$

$$V'_V = \frac{V}{t} \cdot t_2 = \frac{160}{60} \cdot 3,5 = 9,3 \text{ dm}^3$$

Rezervní objem volen 10%:

$$V_V = V'_V \cdot 1,1 = 9,3 \cdot 1,1 = 10,5 \text{ dm}^3 \quad (6.7)$$

Pro rychlý vybíjecí čas se předpokládá adiabatická změna.

Výpočet plnicího tlaku při $t = 45^\circ\text{C}$:

$$p_0 = 0,9 \cdot p_{1s} = 0,9 \cdot 18 = 16 \text{ MPa} \quad (6.8)$$

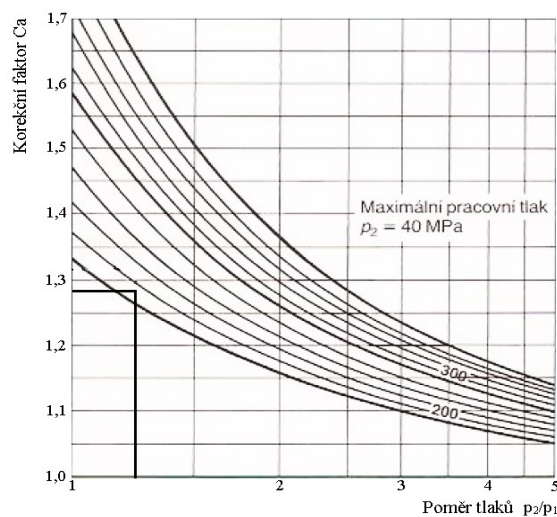
Určení ideálního objemu plynu [6]:

$$V_{0id} = \frac{V_V}{\left(\frac{p_0}{p_{1s}}\right)^{\frac{1}{1,4}} - \left(\frac{p_0}{p_{2s}}\right)^{\frac{1}{1,4}}} = \frac{10,5}{\left(\frac{16}{18}\right)^{\frac{1}{1,4}} - \left(\frac{16}{21,5}\right)^{\frac{1}{1,4}}} = 95 \text{ dm}^3 \quad (6.9)$$

Určení korekčního součinitele dle diagramu:

Poměr maximálního a minimálního tlaku v systému

$$\frac{p_{2s}}{p_{1s}} = \frac{21,5}{18} = 1,19 \quad (6.10)$$



Obr. 6.5 Závislost korekčního faktoru při adiabatické změně [6]

$$C_a = 1,28 \text{ při } \frac{p_{2s}}{p_{1s}} \cong 1,2$$

Určení reálného objemu plynu:

$$V_{real} = C_a \cdot V_{oid} = 1,28 \cdot 95 = 113 \text{ dm}^3 \quad (6.11)$$

Výpočet plnicího tlaku pro $t_0 = 20^\circ\text{C}$ [6]:

$$p_0 = p_{0tb} \cdot \frac{T_0}{T_B} = 16 \cdot \frac{20+273,16}{45+273,16} = 14,7 \text{ MPa} \quad (6.12)$$

Výpočet velikosti akumulátoru:

$$V_0 = V_{real} + V_V = 118 + 10,5 = 124 \text{ dm}^3 \quad (6.13)$$

$$4 \cdot 32 \text{ dm}^3 < 128 \text{ dm}^3$$

Akumulátory stávajícího obvodu mohou být zachovány. Jelikož se jedná o tlakové nádoby, bude na nich v rámci modernizace obvodu provedena revize a kontrola těsnosti plynových vaků. Před uvedením nového hydraulického systému do provozu je nutné akumulátory naplnit na novou hodnotu plnicího tlaku dle výkresové dokumentace.

Závěr

S přihlédnutím ke stávajícím možnostem mechanické části a vlastního technologického provozu byla navržena nová koncepce hydraulického pohonu magnetických ukladačů s přihlédnutím na realizaci synchronizace jejich pohybu. Nová koncepce byla navrhována z důvodu nevyhovujícího stavu původní synchronizace a časté poruchovosti zařízení.

Po zmapování technologické části zařízení a jeho stávajícího hydraulického obvodu byly zváženy možné způsoby řešení synchronizace pohybu a vybráno řešení v podobě regulovaného hydraulického obvodu, jenž nejlépe splňuje požadavky na přesnou a automatickou synchronizaci s minimální závislostí na proměnném zatížení v rámci různých sortimentů materiálů.

Nová koncepce pohonu magnetických ukladačů umožňuje rozšíření možností pracovních režimů, v podobě pohybu pouze vybraných ukladačů či v podobě možného navýšení rychlosti překlápění materiálu. V nové koncepci pohonu ukladačů je využito snímání polohy hydromotoru lineárním snímačem instalovaným uvnitř hydraulického válce, což umožnilo snížení zástavbových rozměrů a odstranilo tak problémy s úpravou mechanické části zařízení pro instalaci nových hydromotorů.

V rámci návrhu hydraulického systému bylo provedeno dynamické posouzení pohonu a pro návrh nového hydraulického obvodu byl vypracován odběrový diagram celého systému a posouzení možnosti zachování důležité části původního obvodu v podobě hydraulického agregátu a panelu akumulátorů. Zjištěné vyhovující parametry umožňují podstatné snížení nákladů na modernizaci hydraulického systému.

Práce obsahuje technickou dokumentaci v podobě měření parametrů zařízení, návrhu hlavních hydraulických prvků a potrubních rozvodů. V příloze je pak uvedena výkresová dokumentace obsahující funkční schéma zachovaného agregátu s akumulátory a funkční schéma nové koncepce hydraulického obvodu pohonu ukladačů. Výkresová dokumentace je doplněna o specifikaci prvků nové koncepce hydraulického obvodu.

Seznam použité literatury

- [1] KOPÁČEK, Jaroslav. *Technická diagnostika hydraulických mechanismů*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1990. 159 s. ISBN 80-030-0308-3.
- [2] PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy: Díl 1*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1999. 158 s. ISBN 80-707-8620-5.
- [3] PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy: Díl 2*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
- [4] PAVLOK, HRUŽÍK, BOVA. *Hydraulická zařízení strojů: učební text*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 116 s.
- [5] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pohony a převody*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009, 211 s. ISBN 978-80-248-1967-9.
- [6] MANNESMANN REXRODT GMBH. *The hydraulic trainer volume 3, Planning and design of hydraulic power systems*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1989. ISBN 9783802302664.
- [7] SIVÁK, Václav. *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava: VŠB, 1990. ISBN 80-7078-037-1
- [8] WILL, D. a GEBHARDT, N. *Hydraulik: Grundlagen, Komponenten, Schaltungen*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2011, 5. vyd. 510 s. ISBN 978-364-2172-427.
- [9] SCHMITT, A. a kolektiv. *Průručka hydrauliky. Svazek 1*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1981. 226 s. ISBN 3-8023-0619-8.
- [10] SCHMITT, A. a kolektiv. *Průručka hydrauliky. Svazek 2*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1986. 236 s. ISBN 3-8023-0898-0.

- [11] *Automa: časopis pro automatizační techniku*. Praha: FCC Public, 2016, roč. 2000, č. 06. ISSN 1210-9592. Dostupné z: http://automa.cz/index.php?id_document=27747
- [12] JAHNS REGULATOREN. *Multi chambre volumetric divider MZB*. Offenbach, 2013. Dostupné z: <http://www.jahns-hydraulik.de>
- [13] PARKER HANNIFIN. *Compax3 Intelligent Servo Drive*. UK, 2014, 192-120013N9. Dostupné z: <http://www.parker.com>
- [14] PARKER HANNIFIN. *The Service Master Plus*. BUL/4067. UK, 2009. Dostupné z: <http://www.parker.com>
- [15] *Automa: časopis pro automatizační techniku*. Praha: FCC Public, 2016, roč. 2008, č. 08. ISSN 1210-9592. Dostupné z: <http://automa.cz/res/pdf/37731.pdf>
- [16] GEFTRAN spa. *Gefran RK-5*. DTS-RK-5-04-2016-ENG. Italia, 2016. Dostupné z: <http://www.gefran.com/>
- [17] ULBRICH HYDROAUTOMATIK s.r.o. *Hydraulické válce UHN 315*. Štířín, 2016. Dostupné z: <http://www.ulbrich.cz/>
- [18] PARKER HANNIFIN. *Průmyslové hydraulické ventily*. HY11-3500/CZ. CZ, 2011. Dostupné z: <http://www.parker.com>
- [19] PARKER HANNIFIN. *Základy tekutinových mechanismů*. Praha, 2005. Bulletin 0239-B1/CZ.
- [20] PARKER HANNIFIN. *Průručka filtrační techniky*. FDHB289CZ. Praha, 2008. Dostupné z: <http://www.parker.cz>
- [21] PARAMO A.S. *Technické informace: Mogul HM*. Pardubice, 2004. Dostupné z: <http://www.paramo.cz>

Seznam příloh

Příloha A Schéma hydraulického obvodu ZAJ0046-1

Příloha B Schéma hydraulického obvodu ZAJ0046-2

Příloha C Specifikace prvků ZAJ0046-2-1S

Příloha C CD-ROM Obsahující elektronickou podobu bakalářské práce